



Politechnika Łódzka  
Monografie

# MODELOWANIE PRĘDKOŚCI PRZEDZDERZENIOWEJ POJAZDU PRZY WYKORZYSTANIU FUNKCJI NIELINIOWEJ



PRZEMYSŁAW KUBIAK

Łódź 2018

**MODELOWANIE PRĘDKOŚCI  
PRZEDZDERZENIOWEJ POJAZDU  
PRZY WYKORZYSTANIU  
FUNKCJI NIELINIOWEJ**

**PRZEMYSŁAW KUBIAK**

**Monografie Politechniki Łódzkiej**

**Łódź 2018**



**Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Jaśkiewicz, prof. PŚ  
dr hab. inż. Zbigniew Matuszak

**Redaktor Naukowy Wydziału Mechanicznego**

prof. dr hab. inż. Tomasz Kapitaniak

©Copyright by Politechnika Łódzka 2018

**WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ**

90-924 Łódź, ul. Wólczańska 223

tel. 42 631-29-52, 42 631-20-87

e-mail: [zamowienia@info.p.lodz.pl](mailto:zamowienia@info.p.lodz.pl)

[www.wydawnictwo.p.lodz.pl](http://www.wydawnictwo.p.lodz.pl)

**DOI: 10.34658/9788372839466**

**<http://doi.org/10.34658/9788372839466>**

**ISBN 978-83-7283-946-6**

Nakład 100 egz. Ark. druk. 12,0. Papier offset. 80 g 70 x 100  
Wykonano w Drukarni Quick-Druk, 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11  
Nr 2277

# Spis treści

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ.....	5
WSTĘP .....	7
1. CHARAKTERYSTYKA STOSOWANYCH METOD OBLICZENIOWYCH .....	10
1.1. Metoda porównawcza .....	10
1.2. Metoda analityczna .....	12
1.2.1. Model Campbella .....	14
1.2.2. Metoda McHenry'ego .....	16
1.2.3. Metoda Strothera.....	17
1.2.4. Metoda Prasada.....	18
1.2.5. Metoda CRASH3.....	18
1.3. Metoda graficzna .....	23
2. Metoda liniowa szacowania prędkości EES .....	26
3. Metoda nieliniowa .....	33
3.1. Założenia metody nieliniowej.....	33
3.2. Wprowadzenie do proponowanej metody .....	35
4. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Mini.....	41
5. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Subcompact.....	48
6. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy pojazdów Compact .....	73
7. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy pojazdów Intermediate	102
8. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Fullsize .....	130
9. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Luxury.....	155
10. Podsumowanie i wnioski .....	179
LITERATURA .....	185



## WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A	jednostkowa siła graniczna
a	przyspieszenie
$A_s$	skorygowana jednostkowa siła graniczna
B	współczynnik kierunkowy liniowego modelu odkształcenia
b	szerokość deformacji
$b_0$	prędkość graniczna
$b_1$	współczynnik kierunkowy
C	głębokość deformacji
c	współczynnik sztywności
E	energia
EBS	zastępcza prędkość barierowa
$E_D$	energia deformacji
EES	prędkość równoważna energetycznie
$E_k$	energia kinetyczna
f	wartość chwilowa odkształcenia
F	jednostkowa siła deformacji
$f_1$	odkształcenie trwałe
$f_{max}$	odkształcenie maksymalne
$F_N$	siła naporu
g	przyspieszenie ziemskie
G	jednostkowa energia pochłaniana na odkształcenia sprężyste
$G_p$	ciężar rzeczywisty
h	wysokość deformacji
k	współczynnik sztywności jednostkowej
$k_e$	współczynnik korekcji energii
$L_t$	szerokość odkształcenia
m	masa pojazdu
P	chwilowa siła uderzenia
t	czas
v	prędkość
$v_k$	prędkość na końcu fazy zderzenia

$v_p$	prędkość na początku fazy zderzenia
$W$	praca
$w_0$	szerokość pojazdu
$W_{def}$	praca deformacji
$W_{spr}$	praca deformacji sprężystej
$z$	promień bezwładności
$\alpha, \beta$	stałe deformacji
$\gamma$	moment bezwładności $\eta$ względem linii określającej niezdeformowany kształt
$\eta$	powierzchnia rzutu poziomego
$\sigma$	współczynnik korekcji masy

# WSTĘP

Wypadek drogowy, rozpatrywany jako proces, jest ciągiem zależnych od siebie zdarzeń występujących w określonym czasie i w ograniczonym obszarze fizycznym. Z uwagi na rozległe skutki, należy go rozpatrywać w wielu aspektach: technicznych, medycznych, psychologicznych, socjologicznych, prawnych. W analizie wypadków drogowych kluczowym jest zagadnienie dokładności oszacowania prędkości uczestniczących w nich pojazdów [2], [57].

Z technicznego punktu widzenia wypadek jest wynikiem asocjacji pewnej liczby czynników bądź elementów, które działając zgodnie z prawami fizyki, doprowadziły do stanu, w wyniku którego dalszy ruch uczestników nie mógł być kontynuowany w zamierzony uprzednio sposób.

O powstaniu wypadku drogowego decydują trzy podstawowe elementy: człowiek, pojazd i droga [40]. Według danych statystycznych wypadki drogowe powstałe w wyniku usterek technicznych pojazdu samochodowego czy też niewłaściwego stanu drogi stanowią zaledwie 5-7% wszystkich wypadków drogowych. Natomiast w pozostałych przypadkach winę ponosi człowiek.

Rekonstrukcja wypadku i okoliczności jego zaistnienia oraz roli uczestników zdarzenia jest procesem wielopłaszczyznowym. Opiera się na dowodach poza osobowych, szeroko pojętych śladach, które powstały w związku z wypadkiem. Ślady znalezione na miejscu wypadku, odpowiednio zinterpretowane i odczytane, są nośnikami informacji o zdarzeniu [58], [7].

Prawidłowo dokonana rekonstrukcja wypadku pozwala na dokonanie weryfikacji jego przebiegu w odniesieniu do wersji podanych przez uczestników oraz przez świadków zdarzenia [60], [61].

Celem przeprowadzenia rekonstrukcji jest ustalenie konkretnych parametrów ruchu pojazdów przed zaistnieniem zdarzenia. Jest to konieczne dla oceny zachowania kierowcy.

Nadwozie samochodu podczas uderzenia w przeszkodę ulega znacznym odkształceniom, a wykonana praca skutkuje zmniejszeniem jego prędkości ruchu i energii kinetycznej. Ten proces deformacji nadwozia można potraktować jako rezultat pracy sił zewnętrznych. Zachodzącą zależność pomiędzy wykonaną pracą odkształcenia a wielkością zdeformowanej części nadwozia opisano między innymi w pracach [51], [10]. Biorąc pod uwagę przyjęte przez [58], ustalenia, można:

- na podstawie głębokości zdeformowanej części nadwozia wyznaczyć pracę sił odkształcających podczas zderzenia;
- na podstawie wartości energii rozproszonej na deformację można obliczyć zmniejszenie (ubytek) prędkości ruchu samochodu, jaki nastąpił podczas odkształcania nadwozia (przy założeniu, że masa pojazdu nie ulega zmianie).

Istnieje wiele metod wyznaczania prędkości kolizyjnej pojazdów. Modele analityczne opisujące zjawiska zachodzące podczas wypadku i umożliwiające oszacowanie prędkości przedwypadkowej pojazdów charakteryzują się określoną efektywnością i dokładnością. Ta efektywność, a raczej skuteczność, określana jest poprzez stopień możliwości zastosowania danej metody w konkretnym zdarzeniu drogowym.

Istotnym etapem podczas szacowania prędkości pojazdu przy uderzeniu jest ustalenie ilości energii pochłoniętej w trakcie wypadku [44], [45]. To pozornie proste zadanie jest w praktyce dość skomplikowane. Wieloletnie badania spowodowały powstanie różnych metod próbujących rozwiązać te problemy. Podstawową metodą oceny wiarygodności obliczeń jest weryfikacja eksperymentalna modeli. Pozwala ona oszacować błąd wynikający z uproszczeń. Analiza prac prekursorów, badania różnych podejść wykazały, że dotychczasowe metody nie dają wyników zgodnych z rzeczywistością. Przyczyną takiego stanu rzeczy są bazy danych parametrów sztywnościowych pojazdów oparte na dawnych, przestarzałych konstrukcjach nadwozia. Istnieje potrzeba opracowania takiego narzędzia analitycznego, które w precyzyjny i szybki sposób umożliwi uzyskanie pożądanych danych prędkości przedzderzeniowej.

Starając się ustalić prędkość pojazdu przy uderzeniu, z reguły wykorzystuje się udokumentowane uszkodzenia samochodu. Podczas realizacji tego zadania konieczne jest ustalenie ilości energii pochłoniętej w trakcie wypadku.

Jedną z podstawowych metod analitycznych dotychczas stosowanych jest liniowa metoda szacowania prędkości zderzania. Obecnie stosowane liniowe metody obliczeniowe zostaną szerzej przybliżone w kolejnym rozdziale.

Przy rozwiązywaniu problemów rekonstrukcji wypadku jednym z kluczowych aspektów jest wyznaczenie prędkości pojazdu przed zderzeniem. Dokonywane jest to metodą wyznaczania prędkości pojazdu na podstawie pomiaru deformacji [11], [50]. Temu problemowi poświęcona została niniejsza praca.

Dotąd liniowe podejście nie dawało dobrej dokładności wyznaczania prędkości pojazdu. Analizując wyniki uzyskane metodą liniową zwrócono uwagę na rozrzut wyników. Przypuszczono, że zbiór wartości dla każdego przypadku rozpatrywany jako całość w danej klasie będzie posiadał charakter silnie nieliniowy.

Pogrupowanie danych z testów zderzeniowych (takich jak średnia głębokość deformacji, masa pojazdu, szerokość pojazdu itd.) być może wskaże, czy zależność między nimi jest nieliniowa. W tym celu utworzony zostanie algorytm, którego zadaniem będzie zmiana zachowania współzależności poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów. Otrzymane wyniki przedstawione zostaną w formie graficznej na charakterystykach i histogramach uwypuklających znaczenie danych i ich wzajemne zależności. Metoda korelacji zmiennych posłuży też do analizy i porównań pomiędzy klasami pojazdów, pokazując większe zależności pomiędzy parametrami odkształcenia średniej głębokości deformacji dla cięższych pojazdów.

Celem postawionym sobie przez Autora jest przedstawienie metody nieliniowej, która ma pozwolić na wyznaczenie rzeczywistej prędkości w chwili kolizji. Energia stracona w zderzeniu odpowiada różnicy energii kinetycznej ciał przed i po zderzeniu. Jednocześnie jest równa pracy deformacji plastycznej obu ciał podlegających zderzeniu. Zdeformowane nadwozie stanowi nośnik informacji o wartości pracy przyczyniającej się do zaistnienia tej deformacji. Metoda pozwoli na znaczne uaktualnienie stosowanej dotychczas metodyki pod kątem rozwoju konstrukcji pojazdów i dostosowania jej do nowych rozwiązań technologicznych. Efekty metody przydatne będą do celów rekonstrukcji zdarzeń pozwalających na określenie prędkości w chwili zderzenia.

Metoda odniesiona będzie do grupy samochodów poddanych już wcześniej testom zderzeniowym i zgrupowanych w istniejącej bazie zderzeń NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*). Baza ta stanowi pomoc w poprawie bezpieczeństwa drogowego przez udostępnianie reprezentatywnego zbioru odpowiednio opracowanych wypadków drogowych. Testy z bazy danych umożliwiają samodzielną kompilację wybranych informacji z możliwością oceny pojedynczych wypadków. Dla potrzeb przedstawianej metody wybrane zostały jedynie testy zderzeń czołowych, które będą poddane uszeregowaniu wg roku produkcji pojazdu, masy oraz rodzaju napędu. W ten sposób przygotowana nowa baza danych umożliwi dokonanie oszacowania wartości parametrów sztywnościowych poszczególnych pojazdów, a następnie parametru wyrażającego równowartość energii kinetycznej i pracy trwałej deformacji.

Można przypuszczać, iż powyższe analizy i wprowadzenie metody nieliniowej mogą dążyć do prawidłowego ustalenia prędkości pojazdów, co może prowadzić do właściwego wnioskowania o przyczynach zderzeń.



# 1. Charakterystyka stosowanych metod obliczeniowych

Podczas wyznaczania prędkości przedzderzeniowej pojazdu konieczne jest dokładne udokumentowanie uszkodzeń pojazdu [9], [58]. W tym celu, często wykorzystuje się tzw. metody energetyczne. Za ich pomocą wyznacza się parametr ekwiwalentnej prędkości zderzenia będący miarą energii kinetycznej traconej podczas zderzenia zależnej od wartości współczynnika  $C_s$  reprezentującego uśrednioną wartość pomiaru rozkładu głębokości deformacji w ściśle określonych 6 punktach nadwozia. Do wyznaczenia wielkości parametru ekwiwalentnej prędkości zderzenia stosuje się:

- metodę porównawczą,
- metodę analityczną,
- metodę graficzną.

Metodę porównawczą można stosować wówczas, gdy dostępny jest katalog, który zawiera udokumentowane przypadki powypadkowych uszkodzeń pojazdów danej marki, typu oraz przyporządkowane wartości pracy deformacji  $W_{def}$ . Z katalogu odczytywana jest wartość  $W_{def}$ , która jest najbardziej zbliżona do analizowanego przypadku.

W metodzie analitycznej, niezbędna jest znajomość odpowiednich formuł matematycznych, które pozwalają na wyliczenie wartości pracy deformacji nadwozia zależnie od geometrii deformacji.

Metoda graficzna wykorzystuje siatki rozkładu pracy deformacji nadwozia pojazdu, tzw. rastry. Polega ona na porównywaniu wielkości zdeformowanych stref z siatką dla pojazdów znanych i podobnych do analizowanego.

## 1.1. Metoda porównawcza

Metoda porównawcza wykorzystuje katalogi z wynikami testów zderzeniowych oraz dane literaturowe [37], [39]. Metoda ta opiera się na porównaniu deformacji pojazdów dostępnych w katalogu z badanym przypadkiem. Zdjęcia w katalogach (rys. 1.1) są podzielone na grupy odpowiadające miejscu deformacji (przód, tył, bok), umieszczone w przedziałach odpowiadających prędkości testowej (podzielone co dziesięć km/h) – zaznaczonym kierunkiem działania impulsu uderzenia (miejsce przyłożenia impulsu można również zasugerować na podstawie zakresu uszkodzeń).



Rys. 1.1. Przykład katalogu zdjęć zdeformowanych pojazdów testowych wykorzystywanych do metody porównawczej [34], [35]

Umożliwia to znalezienie pojazdu, którego profil deformacji jest zbliżony do badanego. Podczas doboru pracy deformacji należy brać pod uwagę wszystkie zdeformowane elementy i układy pojazdu. Po przeanalizowaniu porównawczych uszkodzeń katalogowych pojazdów należy wybrać i odczytać wartość parametru EES [31], [34].



Rys. 1.2. Przykład porównywania zakresu deformacji pojazdów [33]

## 1.2. Metoda analityczna

Metoda analityczna polega na wyznaczaniu pracy deformacji dla dowolnego typu samochodu. Konieczne jest zatem przyjęcie następujących uproszczeń:

- zależność pomiędzy chwilową siłą uderzenia  $P$  a odkształceniem nadwozia  $f$  jest aproksymowana linią prostą przechodzącą przez początek układu współrzędnych. Założenie to przedstawia zależność:

$$P = c \cdot f \quad (1.1)$$

gdzie:  $P$  – chwilowa siła uderzenia [N],

$c$  – współczynnik sztywności [N/m],

$f$  – wartość chwilowa odkształcenia [m].

- stosunek odkształcenia sprężystego do plastycznego pozwala utożsamić odkształcenie maksymalne  $f_{max}$  z odkształceniem trwałym  $f_1$ , zatem pracę deformacji definiuje zależność:

$$W_{def} = \frac{1}{2} \cdot c \cdot f_1^2 \quad (1.2)$$

- obszar deformacji przybliżony jest prostopadłością, gdyż wyznaczanie współczynnika sztywności  $c$  odbywa się na podstawie iloczynu pola podstawy prostopadłości, gdzie szerokość  $b$  i wysokość  $h$  deformacji stanowią boki figury oraz sztywności  $k$ :

$$c = b \cdot h \cdot k \quad (1.3)$$

gdzie:  $b$  – szerokość deformacji [m],

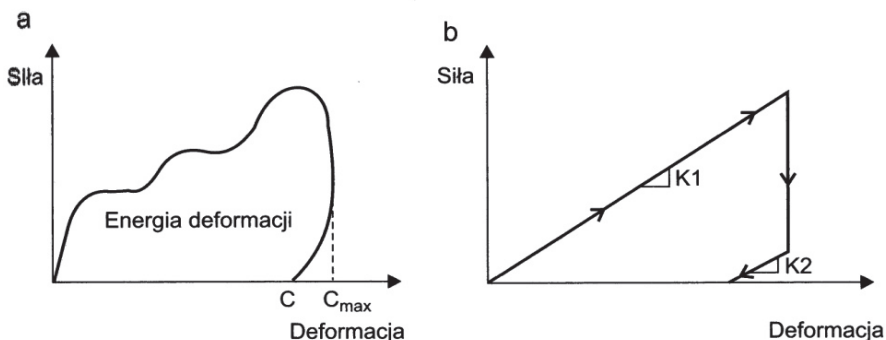
$h$  – wysokość deformacji [m],

$k$  – sztywność jednostkowa [N/ m m<sup>2</sup>].

Ostatecznie pracę deformacji wyznaczano z zależności:

$$W_{def} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot h \cdot k \cdot f_1^2 \quad (1.4)$$

Rozwiązanie powyższego zagadnienia wiąże się z koniecznością uwzględnienia wartości sztywności jednostkowej [49], [55]. Na rysunku 1.3 przedstawiono przebieg zmian sił wywołujących deformację. Energię deformacji odzwierciedla pole pod krzywą (rys. 1.3a). Najczęściej taka charakterystyka jest niedostępna, z tego względu przyjmuje się uproszczony przebieg charakterystyki – zobrażowana na rys. 1.3b. Do obliczeń pomiaru deformacji stosuje się siatki energetyczne.



Rys. 1.3. Przebieg zmian siły wywołującej deformację nadwozia:

a – przykładowy przebieg zbliżony do rzeczywistego, b – uproszczony model

Analizując wykres z rysunku 1.3a, można zauważyć, że wartość trwałej deformacji  $C$  jest mniejsza od wartości deformacji  $C_{max}$  zaobserwowanej podczas prób zderzeniowych. Odcinek oznaczony na wykresie jako  $C-C_{max}$  oznacza resztkową sprężystą deformację, która wraz ze wzrostem prędkości maleje. Oszacowanie tego parametru jest dość trudne, dlatego pomija się tę wielkość (resztkową deformację) w obliczeniach.

Korzystając z definicji energii kinetycznej [36], [41] energię pochłoniętą na deformację  $E_D$  można wyznaczyć z równania:

$$E_D = \frac{1}{2} m (v_p^2 - v_k^2) \quad (1.5)$$

gdzie:  $v_p$  – prędkość na początku fazy zderzenia [m/s],

$v_k$  – prędkość na końcu fazy zderzenia [m/s],

zatem prędkość pojazdu na początku fazy zderzenia jest opisana zależnością:

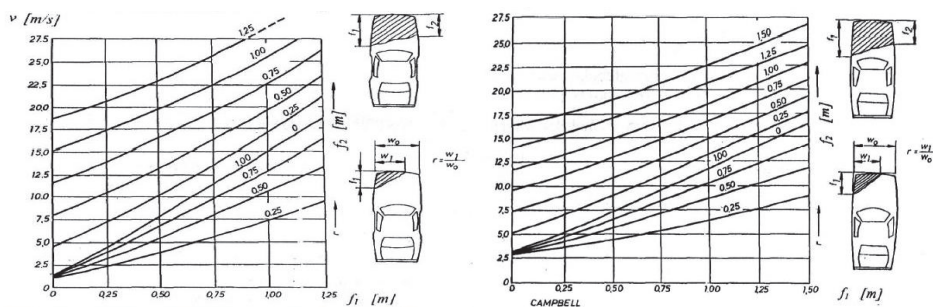
$$v_p = \sqrt{\frac{2E_D}{m}} \quad (1.6)$$

Badania przeprowadzane na pojazdach [8], [32] wykazały zależność wielkości współczynnika sztywności  $k$  od wielkości pojazdów [7]. W ten sposób otrzymano następujące wartości:

- dla pojazdów małych  $k = (13,5-22,6) \cdot 10^5 \left[ \frac{N}{m^2m} \right]$ ,
- dla pojazdów średnich  $k = (9,1-13,5) \cdot 10^5 \left[ \frac{N}{m^2m} \right]$ ,
- dla pojazdów dużych  $k = (5,2-7,2) \cdot 10^5 \left[ \frac{N}{m^2m} \right]$ .

### 1.2.1. Model Campbella

Na początku lat 70. R.P. Matson i D.W. Whitcomb przedstawili raport, w którym zasugerowali metodę obliczenia prędkości zderzenia pojazdu [3], [4], [26]. Bazą do obliczeń były testy zderzeniowe ze sztywną barierą, przeprowadzane na dużych pojazdach o podwoziu ramowym.



Rys. 1.4. EBS/EES w funkcji trwałego odkształcenia:

a) – dla pojazdów o masie 1100-1500 kg, b) – dla pojazdów o masie 1800-2000 kg [4]

W 1974 r. Campbell opublikował artykuł, który zapoczątkował analizowanie procesu zderzania pojazdów od strony energetycznej [4]. Wykorzystując testy zderzeniowe, założył, że pomiędzy prędkością zderzenia a głębokością trwałego odkształcenia istnieje zależność liniowa o niezerowym wyrazie wolnym:

$$v = b_0 + b_1 \cdot C \quad (1.7)$$

gdzie:  $v$  – prędkość zderzenia [m/s],

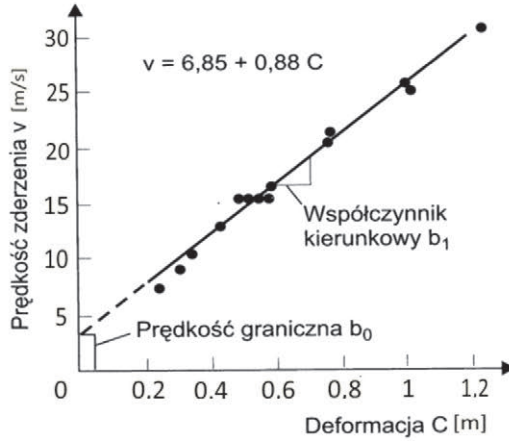
$b_0$  – prędkość graniczna, przy której powstaje odkształcenie trwałe [m/s],

$b_1$  – nachylenie charakterystyki  $\left[ \frac{m/s}{m} \right]$ .

$C$  – głębokość trwałej deformacji [m],

można to przedstawić graficznie jak na rys. 1.5:





Rys. 1.5. Zależność prędkości uderzenia od trwałego odkształcenia wg [62]

Energię pracy deformacji można obliczyć poprzez scałkowanie charakterystyki siły. Otrzymuje się wówczas pracę deformacji w postaci:

$$W_{def} = \frac{G_p}{g w_0} \int_0^{w_0} \left( b_0 b_1 C + \frac{b_1^2 C^2}{2} \right) dw + \frac{G_p b_0^2}{2g} = \frac{1}{2} \frac{G_p}{g} EBS^2 \quad (1.8)$$

gdzie:  $G_p$  – ciężar rzeczywisty [N],

$g$  – przyspieszenie ziemskie [m/s<sup>2</sup>],

$w_0$  – szerokość pojazdu [m],

$EBS$  – zastępcza prędkość barierowa, tożsama z parametrem EES [m/s].

Parametr  $EBS$  został przez Campbella nazwany prędkością pojazdu, przy której energia kinetyczna była równa energii zaabsorbowanej na odkształcenia plastyczne, czyli na pracę deformacji [56].

Campbell spostrzegł, że pewna część energii zaabsorbowanej podczas zderzenia rozprasza się na odkształcenie sprężyste. Można to zauważyć na wykresie przedstawionym na rys. 1.5, przy założeniach, że prędkość w punkcie  $C = 0$  jest większa od 0. Zatem pracę deformacji można wyrazić:

$$W_{def} = \int_0^{w_0} \int_0^C F_N dC dw + const \quad (1.9)$$

gdzie:  $F_N$  – siła naporu odniesiona do jednostki szerokości, niezależna od wysokości przedniej struktury, którą wyraża się zależnością:

$$F_N = a_0 + a_1 C \quad (1.10)$$

Wykorzystując zależność (1.8) oraz podstawiając do równania (1.10) zależność (1.9), można otrzymać:

$$const = \frac{G_p b_0^2}{2g} \quad (1.11)$$

Ostatecznie otrzymuje się:

$$F_N = \frac{G_p}{g w_0} (b_0 b_1 + b_1^2 C) \quad (1.12)$$

### 1.2.2. Metoda McHenry'ego

Liniowe zależności dotyczące deformacji oraz parametru *EES* użyte przez Campbella [11] zostały później wykorzystane przez McHenry'ego [48]. Wskazuje on, że siłę, która działa na odkształconą część nadwozia, można przedstawić zależnością (1.13) oraz graficzną ilustracją (rys. 1.6):

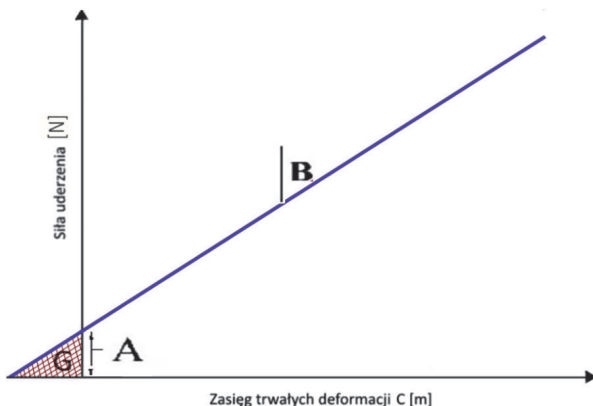
$$F = A + B \cdot C \quad (1.13)$$

gdzie:  $F$  – jednostkowa siła deformacji [N/m],

$A$  – jednostkowa siła graniczna, po przekroczeniu której dochodzi do odkształcenia plastycznego [N/m],

$B$  – współczynnik kierunkowy liniowego modelu odkształcenia nadwozia, określający jego jednostkową sztywność wzdłużną [N/m<sup>2</sup>],

$C$  – trwała deformacja nadwozia [m].



Rys. 1.6. Jednostkowa siła uderzenia czołowego [62]

W tym linowym modelu energia rozproszona na odkształcenia sprężyste zanika po ustaniu siły powodującej deformację. Współczynniki  $A$  i  $B$  występujący w równaniu (1.13) umożliwia wyznaczenie kolejnego – trzeciego parametru. Jest nim jednostkowa energia pochłaniana na odkształcenie sprężyste, charakteryzowana zależnością:

$$G = \frac{A^2}{2 \cdot B} \quad (1.14)$$

Energię zaabsorbowaną przez pojazd definiuje zależność:

$$E_i = \int_0^{w_0} (A_i C + \frac{B_i C_i^2}{2} + G_i) dw \quad (1.15)$$

gdzie:  $w$  – zmienna określająca jednostkę szerokości pojazdu [m],  
 $C_i = f(w)$  – profil zgniecenia wzdłuż szerokości deformacji [m].

Ostatecznie energię deformacji o szerokości  $L_t$  opisuje zależność:

$$E_D = L_t \cdot (A \cdot C + \frac{B \cdot C^2}{2} + G) \quad (1.16)$$

McHenry zauważył, że wartości prędkości EBS Campbella w zakresie niskich prędkości nie odpowiadają zmianie prędkości  $\Delta V$ , dopóki nie zostanie uwzględniona prędkość odbicia poprzez zastosowanie współczynnika restytucji.

### 1.2.3. Metoda Strothera

Charles E. Strother [47] rozważał trafność liniowej zależności rozproszenia energii. Poddał w wątpliwość założenie, iż prędkość progowa odkształceń plastycznych posiada wartość większą od 8,04 km/h. Zasugerował prędkość odkształcenia plastycznego równą 2,23 m/s (8,04 km/h):

$$b_1 = \frac{v-5}{c} \quad (1.17)$$

Według Strothera  $b_1$  można zinterpretować jako energię zaabsorbowaną na odkształcenie plastyczne. Wprowadzenie poniższych zależności umożliwi równowagę współczynników z tymi zastosowanymi przez Campbella [1]:

$$A = \frac{m b_0 b_1}{L_t} \quad (1.18)$$

$$B = \frac{m b_1^2}{L_t} \quad (1.19)$$

$$G = \frac{m b_0^2}{2 \cdot L_t} = \frac{A^2}{2 \cdot B} \quad (1.20)$$

bądź

$$b_0 = A \sqrt{\frac{L_t}{m B}} \quad (1.21)$$

$$b_1 = \sqrt{\frac{B \cdot L_t}{m}} \quad (1.22)$$

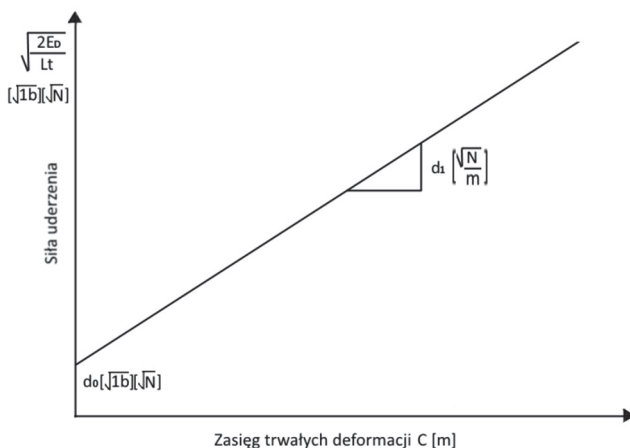


### 1.2.4. Metoda Prasada

Aloke Kumar Prasad [44], badając dane wykonanych testów zderzeniowych, zauważył pewną zależność. Dostrzegł on, że istnieje liniowa zależność parametru  $\sqrt{2E_D/L_t}$  w funkcji wgniecenia pojazdu w postaci:

$$\sqrt{\frac{2E_D}{L_t}} = d_0 + d_1 \cdot C \quad (1.23)$$

gdzie:  $d_1$ ,  $d_0$  – interpretowane zgodnie z rys. 1.7.



Rys. 1.7. Liniowa zależność parametru  $\sqrt{2E_D/L_t}$  od trwałej deformacji [36]

Metoda zaproponowana przez Alope'a Kumar Prasada wiąże się ze zmianą jednostek współczynnika sztywności. Hipoteza Campbella dotyczyła zmiany prędkości w stosunku do całej szerokości pojazdu. Postulat McHenry'ego nawiązywał do siły odniesienia wiążącej się z szerokością, natomiast w przypadku Prasada energia rozproszona zależy od jednostki szerokości [51], [59]:

$$A = d_0 \cdot d_1 \quad (1.24)$$

$$B = d_1^2 \quad (1.25)$$

### 1.2.5. Metoda CRASH3

Metoda ta przedstawia sposób oszacowania prędkości wartości przedzderzeniowej w oparciu o testy zderzeniowe, które umożliwiają określenie współczynników wytrzymałościowych A i B. Jedynym ograniczeniem jest fakt, iż testom poddawane są pojazdy osobowe oraz pojazdy typu van i pick-up.

Głównym celem metody jest oszacowanie prędkości pojazdu w chwili zderzenia, oraz określenie zmian prędkości spowodowanych zderzeniem. Parametrami wyjściowymi są parametry pojazdu, położenie początkowe i końcowe oraz zmierzone deformacje pojazdu.

W metodzie CRASH3 [30], [34] zastosowano następujące założenia:

- wartość  $P$ , czyli chwilowej siły uderzenia, wyrażana jest poprzez wartość  $P$  przypadającą na jednostkę szerokości deformacji  $L_t$ ,
- zależność chwilowej jednostkowej siły uderzenia do odpowiadającego jej wgniecenia nadwozia  $f$  jest aproksymowana linią prostą, która nie przechodzi przez początek układu współrzędnych. Powyższe założenie pozwala na napiśanie zależności:

$$\frac{P}{L_t} = A + B \cdot f \quad (1.26)$$

gdzie:  $\frac{P}{L_t}$  – chwilowa jednostkowa siła uderzenia [N/m],

$A$  – graniczna wartość jednostkowej siły, przy której rozpoczyna się deformacja [N/m],

$B$  – jednostkowa sztywność nadwozia [N/m<sup>2</sup>].

- stosunek odkształcenia sprężystego do plastycznego pozwala utożsamić odkształcenie maksymalne  $f_{max}$  z odkształceniem trwałym  $f_{trw}$ .
- geometria zdeformowanego obszaru może być definiowana wielopunktowo.

Pracę deformacji dla geometrii w postaci prostokąta można zdefiniować w następujący sposób:

$$W_{def} = L_t \left( A f_{trw} + \frac{B}{2} \cdot f_{trw}^2 + G \right) \quad (1.27)$$

Wielkość określająca wartość pracy deformacji tej części nadwozia, której konstrukcja pozwala na zanik odkształcenia, gdy siła uderzenia ustanie, opisywana jest zależnością:

$$G \cdot L_t = \frac{A^2}{2 \cdot B} \cdot L_t \quad (1.28)$$

Współczynnik  $A$  i  $B$  można dobrać z tabeli 1.1, w zależności od typu pojazdu.

Tabela 1.1. Parametry sztywnościowe  $A$ ,  $B$  w zależności od typu pojazdu [48]

Parametry		Kategoria				
		Mini	Subcompact	Compact	Intermediate	Van
rozstaw osi [cm]		205-240	240-258	258-280	280-298	276-330
rozstaw kół [cm]		129	138	149	157	171
długość [cm]		405	444	498	540	466
szerokość [cm]		154	170	184	195	200
masa [kg]		1000	1386	1610	1928	1952
uderzenie w przód	A [N/m]	529	454	555	623	671
	B [N/m <sup>2</sup> ]	32	30	39	23	87
uderzenie w tył	A [N/m]	641	685	718	625	525
	B [N/m <sup>2</sup> ]	26	28	30	9	38
uderzenie w bok	A [N/m]	135	245	303	250	-
	B [N/m <sup>2</sup> ]	26	46	39	34	-

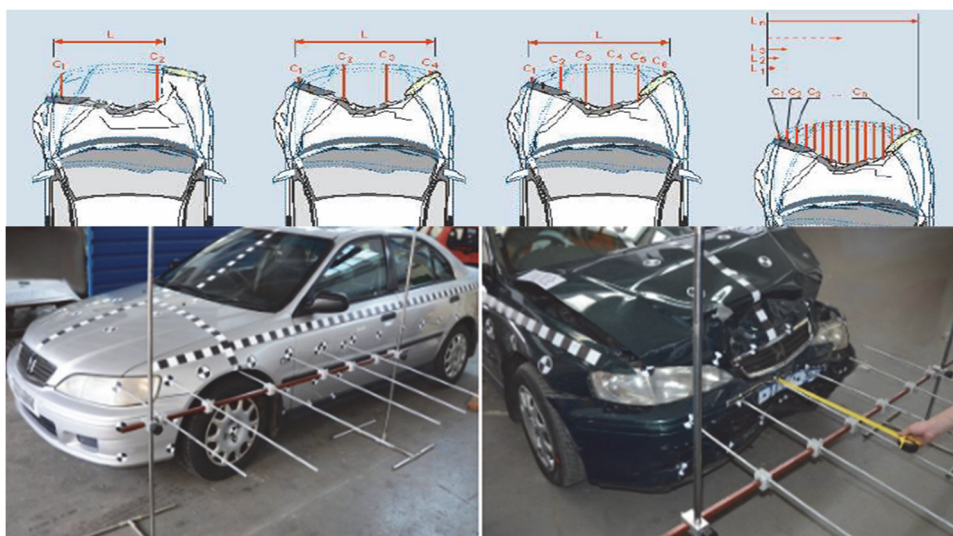
W metodzie CRASH3 stosuje się następujące postępowanie [34], [48]:

1. Algorytm trajektorii ruchu, umożliwiający określenie parametrów ruchu w chwili zderzenia.

Jednym z niezbędnych parametrów będących wyznacznikiem prędkości zderzeniowych pojazdów są prędkości liniowe i kątowe w chwili rozdzielenia. Wyznaczane są za pomocą procedury wykorzystującej metody i zależności podane przez Marquarda [42] oraz McHenry'ego. Algorytm opiera się na zasadzie zachowania energii, przy czym uwzględnia ruch obrotowy pojazdów. Parametrami wyjściowymi do obliczeń są masy pojazdu, moment bezwładności, rozstaw osi, kąt obrotu, współczynnik przyczepności oraz współczynnik opóźnienia hamowania, który jest iloczynem współczynnika przyczepności i przyspieszenia ziemskiego.

2. Algorytm analizy deformacji.

Algorytm daje możliwość oszacowania wartości parametru EES, który umożliwia wyznaczenie prędkości zderzeniowych. Parametr EES uzyskuje się na podstawie pomiaru stref deformacji. Pomiar odkształceń powinien być przeprowadzany w kilku punktach kontrolnych (rys. 1.8).



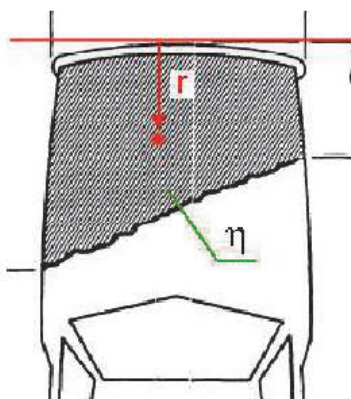
Rys. 1.8. Sposób przeprowadzania pomiaru deformacji nadwozia [50]

Energię rozproszoną na deformację plastyczną  $E_D$  wyznacza się w następujący sposób:

$$E_D = A \cdot \eta + B \cdot \gamma + G \cdot L_t \quad (1.29)$$

gdzie:  $\eta$  – powierzchnia rzutu poziomego obszaru pomiędzy oryginalnym kształtem pojazdu a linią deformacji kontaktowej [ $m^2$ ],

$\gamma$  – moment bezwładności ( $\gamma = \eta \cdot r$ ).



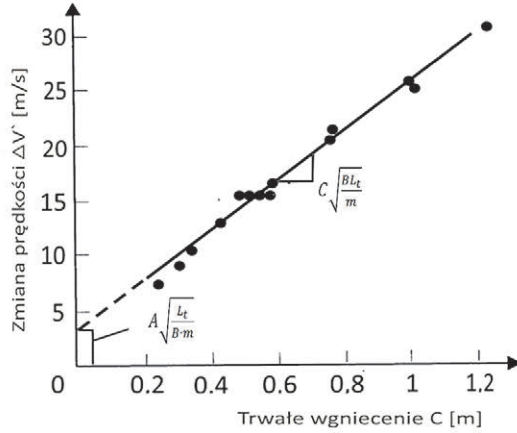
Rys. 1.9. Ilustracja graficzna parametrów  $\gamma$  i  $\eta$  [50]

W przypadku, gdy energia zaabsorbowana na odkształcenie trwałe jest równa energii rozproszonej, otrzymuje się:

$$E_D = \frac{m \cdot (\Delta V')^2}{2} \quad (1.30)$$

Po podstawieniu równania 1.18 otrzymuje się liniową zależność w postaci:

$$\Delta V' = \frac{A}{B} \sqrt{\frac{B L_t}{m}} + C \sqrt{\frac{B L_t}{m}} = A \sqrt{\frac{L_t}{B \cdot m}} + C \sqrt{\frac{B L_t}{m}} \quad (1.31)$$



Rys. 1.10. Zmiana prędkości w funkcji deformacji w zderzeniu czołowym [50]

Prędkości zderzeniowe wyznacza się w oparciu o zasadę zmienności pędu oraz zasadę zachowania energii. Energia trwałego odkształcenia  $E_D$  jest zdefiniowana jako:

$$dE_D = F(\delta) \cdot d\delta \quad (1.32)$$

Po zróżniczkowaniu i przekształceniach:

$$\frac{dE_D}{dt} = \frac{dE_D}{d\delta} \frac{d\delta}{dt} = F(\delta) \frac{d\delta}{dt} \quad (1.33)$$

$$E_D = \int_0^t F(\delta) \frac{d\delta}{dt} dt \quad (1.34)$$

Zmiana prędkości jest zdeterminowana impulsem siły uderzenia  $I$  w następujący sposób:

$$I = \int_0^t F(\delta) dt = m_i \Delta V_i \quad (1.35)$$

$$\Delta V_1' = \sqrt{\frac{2\gamma_1 E_D}{m_1(1 + \frac{\gamma_1 m_1}{\gamma_2 m_2})}} \quad \Delta V_2' = \sqrt{\frac{2\gamma_2 E_D}{m_2(1 + \frac{\gamma_2 m_2}{\gamma_1 m_1})}} \quad (1.36)$$

gdzie:

$$\gamma_1 = \frac{z_1^2}{r_1^2 + l_1^2} \quad \gamma_2 = \frac{z_2^2}{r_2^2 + l_2^2} \quad (1.37)$$

$z$  – promień bezwładności,

$l$  – ramiona siły uderzenia.

Dla zderzenia centralnego, gdzie  $\gamma_1 = \gamma_2 = 1$  zależność  $\Delta V'$  przybiera postać:

$$\Delta V'_1 = \sqrt{\frac{2E_D m_2}{m_1(m_1+m_2)}} \quad \Delta V'_2 = \sqrt{\frac{2E_D m_1}{m_2(m_1+m_2)}} \quad (1.38)$$

W tym przypadku całkowita zmiana prędkości określana jest wzorem

$$\Delta V_1 = \sqrt{\frac{2(1+e)^2 E m_2}{m_1(m_1+m_2)}} \quad \Delta V_2 = \sqrt{\frac{2(1+e)^2 E_D m_1}{m_1(m_1+m_2)}} \quad (1.39)$$

### 1.3. Metoda graficzna

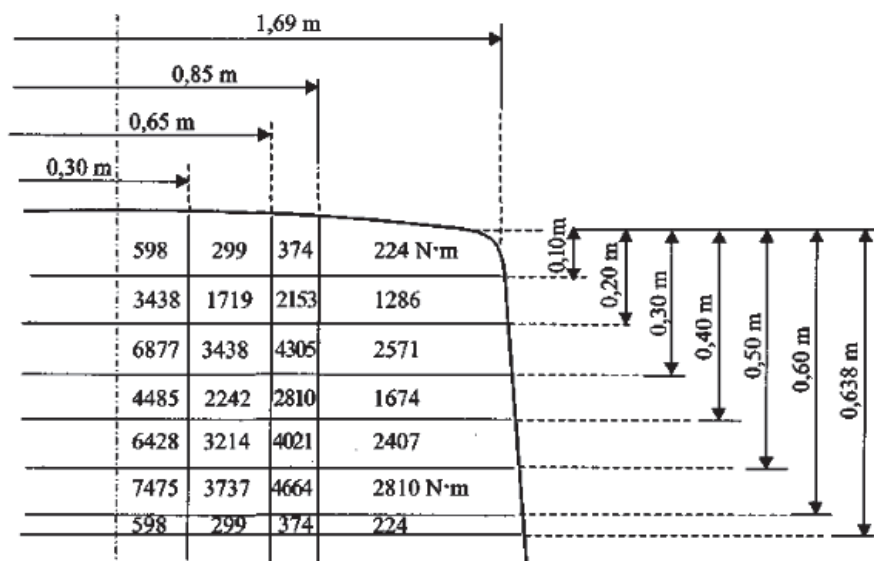
W 1976 r. Walter Röhrich zaproponował siatki struktury energetycznej nadwozia. Powstały one w oparciu o badania pojazdów klasy średniej o masie 950 kg [12].

Siatki energetyczne (rastry) [41] stosuje się w celu odwzorowania deformacji nadwozia. Przykład rastra, czyli rozkład pracy deformacji, przedstawiono na rys. 1.11, a rys. 1.12 obrazuje fragment zdeformowanego nadwozia, na który naniesiono raster energetyczny. Na podstawie zsumowania poszczególnych wartości energii niezbędnej do deformacji uszkodzonych obszarów nadwozia dokonano wyliczenia pracy deformacji.

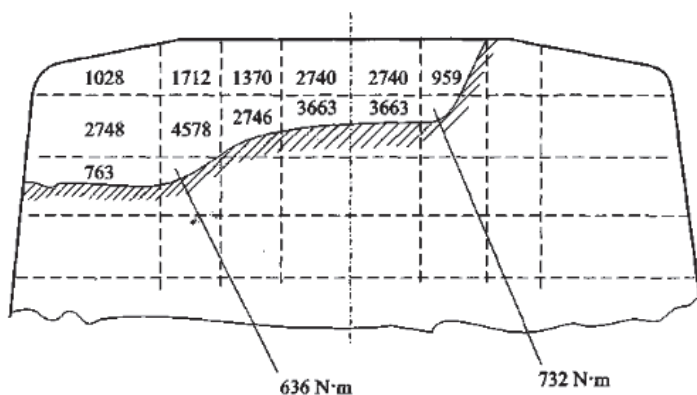
Algorytm postępowania w metodzie graficznej jest następujący:

- przygotowanie w odpowiedniej skali siatki niezbędnej części nadwozia,
- zaznaczanie na siatce linii zasadniczej deformacji,
- oszacowanie pracy deformacji (zsumowanie prac elementarnych z segmentów, które znajdują się w zdeformowanym obszarze, uwzględnia się również ułamkowe części i elementy zdeformowane tylko częściowo).

Metoda pozwala na dość szybką ocenę prędkości pojazdu na podstawie porównania obszarów deformacji nadwozia, w przypadku dostępności siatki energetycznej dla badanego przypadku nadwozia. Podczas wykorzystywania siatek energetycznych należy pamiętać, iż zostały one stworzone na podstawie testów zderzeniowych pojazdów ze sztywną barierą. Trzeba bardzo ostrożnie postępować w odniesieniu do realnych deformacji ze względu na to, iż podczas testów deformacji ulegało nadwozie na całej wysokości, a zdarza się, że w rzeczywistości założenie to nie jest spełnione.



Rys. 1.11. Przykład rastra energetycznego nadwozia pojazdu [62]



Rys. 1.12. Przykładowy obszar deformacji nadwozia [62]

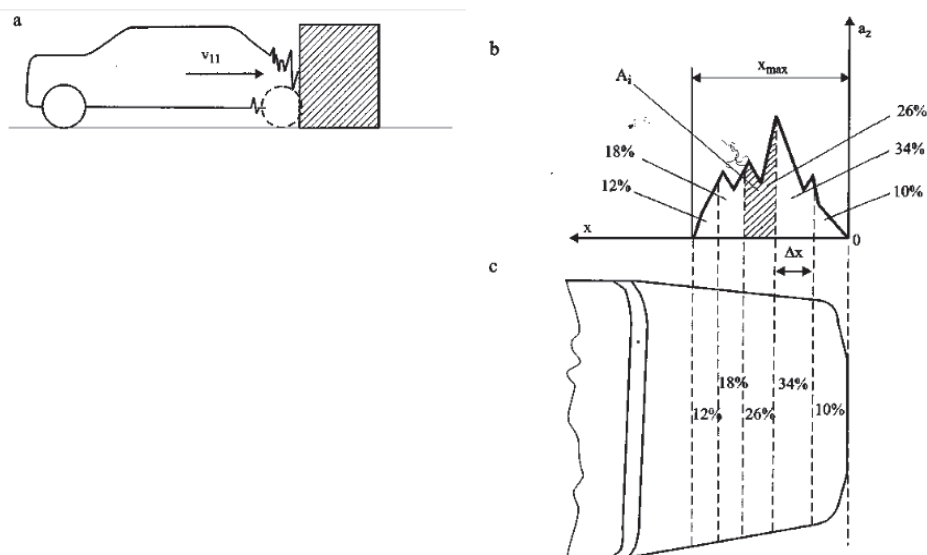
Metoda rastrów energetycznych opiera się na testach zderzeniowych, których rezultaty pozwalają na określenie całkowitej energii pochłanianej przez nadwozie podczas deformacji. Ze względu na to, że testy są przeprowadzane ze znaną prędkością i masą pojazdu, energię kinetyczną tuż przed zderzeniem można wyznaczyć z zależności opisującej energię kinetyczną. Energia początkowa zderzenia jest zużywana na pracę deformacji oraz pozderzeniowy ruch pojazdu i jego przemieszczenie. Dodatkowo energia ta zostaje również częściowo rozproszona na skutek drgań poszczególnych elementów nadwozia [33], [62].

Wykres na rys. 1.13b ilustruje przebieg opóźnienia  $a_z$  podczas zderzenia czołowego ze sztywną barierą. Umożliwia on określenie prędkości pojazdu przed zderzeniem, przy deformacji  $x_D < x_{max}$ . Pominięto straty energii związane z odbiciem sprężystym pojazdu do tyłu lub obrót po zakończeniu fazy restytucji [25]. Założono całkowitą zamianę energii kinetycznej na pracę deformacji nadwozia.

Podstawą do podziału całkowitej pracy deformacji  $W_{def}$  na poprzeczne pasma (rys. 1.13c) jest fragmentacja wykresu (rys. 1.13b) na odcinki  $\Delta x$ , a następnie przeniesienie ich na zarys nadwozia. Procentowy udział każdego odcinka  $\Delta x$  w polu pod krzywą  $a_z = f(x)$  umożliwia wyznaczenie wartości współczynnika wyrażonego wzorem:

$$\alpha_i = \frac{A_i}{A_{max}} \cdot 100\% \quad (1.40)$$

(oznaczenia zgodnie z rys. 1.13).



Rys. 1.13. Podział całkowitej energii deformacji nadwozia na pasma poprzeczne [62]



## 2. Metoda liniowa szacowania prędkości EES

Poprzez przedstawienie i opisanie rodzajów zderzeń oraz zachowania się dwóch ciał podczas zderzenia podjęto próbę zilustrowania zjawisk zachodzących podczas wypadku [6], [14], [28]. Zasadniczym celem analizy zderzenia samochodów jest szukanie relacji pomiędzy prędkością pojazdu na początku fazy zderzeniowej, a energią potrzebną do spowodowania tej deformacji. Prędkość zderzających się pojazdów na początku fazy zderzenia wyznacza się poprzez porównanie ich energii kinetycznej z energią deformacji nadwozia.

Prędkość i masa pojazdu w decydujący sposób wpływają na wartość energii kinetycznej, która przyczynia się do odkształcenia nadwozia. Konstruktorzy nadwozi samochodowych poprzez zastosowanie sztywnych konstrukcji nośnych i elastycznych stref energochłonnych dążą do tego, aby podczas zderzenia pojazd uległ odpowiedniej deformacji, a energia kinetyczna została zaabsorbowana. Podczas zderzenia czołowego, gdzie deformacji ulega przednia część pojazdu, ważne jest, aby jak największa część energii rozproszyła się w strefach zgniotu. Zapobiega to wystąpieniu dużych opóźnień działających na pasażerów pojazdu [15].

Prezentowana w [17] metoda oparta jest na określaniu prędkości EES na podstawie szacowania odkształceń nadwozia samochodu biorącego udział w zdarzeniu drogowym. Wynika to z faktu, że podczas zderzenia energia kinetyczna zostaje zamieniona na pracę deformacji, którą można wyznaczyć, znając przebieg siły zgniotu i dokonując pomiaru deformacji.

Metoda z [17], ze względu na odniesienie się do rzeczywistych przypadków, stanowi alternatywę dla innych powszechnie stosowanych sposobów zmierzających do oszacowania parametru EES.

Do realizacji przedstawionej w [17] metody konieczne jest określenie współczynników sztywnościowych. W tym celu przeprowadzono analizę testów zderzeniowych z bazy danych NHTSA. Wybrano testy czołowych zderzeń pojazdów z teoretycznie nieodkształcalną, sztywną barierą. Pracę deformacji bariery pominięto. Ważnym parametrem wiążącym się z dalszymi obliczeniami są prędkości liniowe i kątowe tuż po ustaniu działania impulsu uderzenia. Impuls jest przykładany w geometrycznym środku masy pola odkształcenia, czyli środka deformacji. Założono, że impuls uderzenia działał wzdłuż osi podłużnej pojazdu, zatem nie występowała również rotacja pojazdu w ruchu pozderzeniowym, a kąt odchylenia siły uderzenia od osi wzdłużnej pojazdu wynosi  $\theta = 0^\circ$ .

Tabela 2.1. Zestawienie klas pojazdów wg masy pojazdów

Przedział masy [kg]		Klasy pojazdów
do	900	Mini (Miejskie)
900	1300	Małe
1240	1500	Kompaktowe
1480	1790	Średnie
1750	2100	Średnie-wyższe
2250	3500	Luksusowe

Bazę NHTSA posortowano wg roku produkcji pojazdu, klasy pojazdu i rodzaju napędu. Wybrana systematyzacja obejmowała podział na klasy w zależności od masy pojazdu, wyróżniono następujące klasy pojazdów: mini – obejmujące pojazdy do 900 kg, małe – od 900 do 1300 kg, kompaktowe – od 1240 do 1500 kg, średnie – od 1480 do 1790 kg, średnie-wyższe – od 1750 do 2100 kg oraz luksusowe – od 2250 do 3500 kg, przedstawiono je w tabeli 2.1.

Z kolei podział pod względem rodzaju napędu obejmował rozróżnienie na skrzynie biegów ręcznego i automatycznego wyboru przełożeń z napędem osi przedniej lub tylnej oraz skrzynie ręcznego i automatycznego wyboru przełożeń z napędem 4 WD.

Oszacowanie parametru EES wymaga określenia energii rozproszonej na trwałą deformację pojazdów. Przebieg deformacji pojazdu w kontrolowanej strefie zgniotu jest ilustrowany na wykresach zmiany siły zderzenia w funkcji skrócenia pojazdu. Wykresy takie uzyskuje się na podstawie danych otrzymanych z testów zderzeniowych.

Ważnym etapem w proponowanej metodzie jest wyznaczenie profilu odkształceń nadwozia. Pomiar może zostać dokonany w 2, 4 lub 6 punktach. Ze względu na większą dokładność sugeruje się pomiar w 6 punktach. Wiąże się to z konstrukcją samochodu. Część przednia pojazdu spełnia istotną rolę w przypadku zderzenia czołowego. Część ta musi być zdolna do pochłaniania i rozpraszania energii powstałej przy uderzeniu. Przód pojazdu samochodowego zawiera belkę zawieszenia, która podtrzymuje zawieszenie przednie. Pierwszy element podłużny albo belka wzdłużna usytuowana jest w kierunku do przodu pojazdu, na ogół poziomym, począwszy od kołyski przedniej, w dolnej strefie zwanej dolnym pasem przednim. Na ogół dodaje się drugi element podłużny albo zawieszenie montowane w przybliżeniu pionowo między belką wzdłużną i elementem struktury

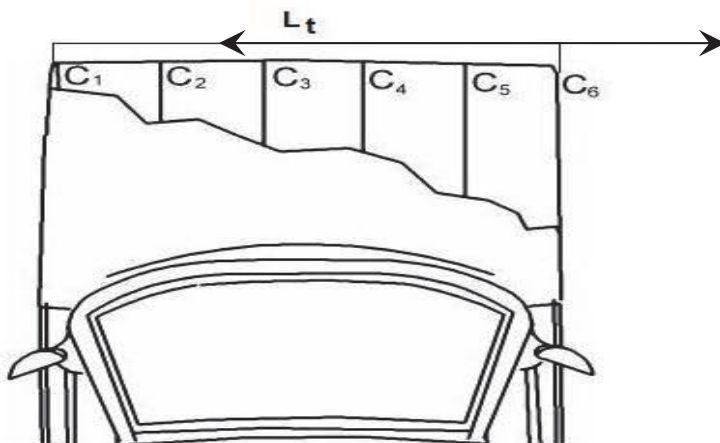
pojazdu. Dokładniej – ten ostatni element struktury może być częścią przednią podłużnicy przedniej, tam, gdzie ta część przednia podnosi się (w kierunku do przodu), aby podeprzeć kołyskę i belkę wzdłużną.

Część przednia podłużnicy zawiera na końcu swobodnym człon do pochłaniania uderzenia – absorber. Natomiast belka wzdłużna zawiera absorber na końcu swobodnym. Absorbery są umieszczone tak, aby odkształcały się wzdłuż swojej długości, rozpraszając określoną ilość energii. Belka wzdłużna podtrzymuje częściowo belkę poprzeczną zderzaka dolnego za pośrednictwem absorbera [43].

Belki poprzeczne mogą być wykonane w postaci kształtowników wyginających się wzdłuż długości. Belka poprzeczna może zawierać jeden albo wiele elementów uzupełniających – odkształcalnych, w celu pochłaniania uderzeń „miękkich”.

Absorbery mogą mieć postać elementu kształtowego. Belki poprzeczne są zakryte poprzeczną obudową albo osłoną. Dokładniej – miękki absorber umieszczony jest we wgłębieniu utworzonym w osłonie, tworząc podparcie dla osłony. Belka poprzeczna znajduje się w innym wgłębieniu również utworzonym w osłonie.

Ze względu na zróżnicowaną konstrukcję przedniej części pojazdu sugeruje się dokonywanie pomiaru w 6 punktach [35], [36]. Pomiar w mniejszej ilości punktów byłby obarczony błędem ze względu na niejednorodność konstrukcyjną nadwozia pojazdu. Z tego też względu długość obszaru deformacji  $L_t$  należy podzielić na 5 równych odcinków i zmierzyć głębokość wgniecenia w odpowiadających im 6 punktach. Realizuje się to w sposób pokazany na rys. 2.1. Pomiar przeprowadza się równoległe do płaszczyzny jezdni, prostopadle do zdeformowanej powierzchni niezależnie od kierunku odchylenia siły uderzenia.



Rys. 2.1. Przykład przeprowadzania pomiaru odkształceń nadwozia

Na podstawie tych wartości obliczany jest parametr  $C_s$  będący zależnością parametrów określających głębokość deformacji  $C_1$ - $C_6$ . Obliczenia przeprowadzono w następujący sposób:

$$C_s = \frac{\frac{C_1}{2} + (C_2 + C_3 + C_4 + C_5) + \frac{C_6}{2}}{n-1} \quad C_s = \frac{\frac{C_1}{2} + (C_2 + \dots + C_{n-1}) + \frac{C_n}{2}}{n-1} \quad (2.1)$$

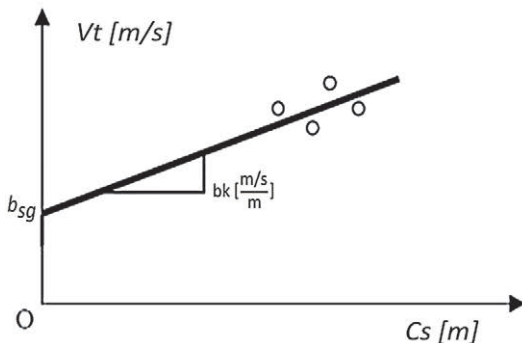
gdzie:  $n$  – ilość punktów, w których dokonano pomiaru deformacji.

Przyjęto, iż wszystkie te odkształcenia będą miały kształt trapezów. Z tego też względu, biorąc pod uwagę 6 segmentów w postaci trapezów wyznaczono średnią wartość w oparciu o powyższy wzór.

Wyliczona wartość  $C_s$  posłużyła do wyznaczenia stałej sztywności  $b_k$  wg zależności:

$$b_k = \frac{V_t - b_{sg}}{C_s} \quad (2.2)$$

Graficzna interpretacja powyższych współczynników została przedstawiona na rys. 2.2.



Rys. 2.2. Graficzna interpretacja parametrów

Wartość prędkości granicznej, przy której powstaje odkształcenie trwałe, została założona i przyjęta na podstawie badań opisanych w literaturze jako  $b_{sg} = 11 \text{ km/h}$  [38].

Po wyznaczeniu parametrów średniego wgniecenia  $C_s$  i  $b_k$  możliwe jest ustalenie wartości parametrów sztywnościowych A i B:

$$A = \frac{(m_t \cdot b_{sg} \cdot b_k)}{L_t} \quad (2.3)$$

$$B = \frac{m_t \cdot b_k^2}{L_t} \quad (2.4)$$

gdzie:  $m_t$  – masa pojazdu testowego [kg],

$L_t$  – szerokość odkształcenia [m].

Tym samym możliwe jest obliczanie wartości jednostkowej energii pochłanianej na odkształcenia sprężyste, czyli takiej, która zanika po ustaniu działania siły uderzenia. Opisuje ją zależność (1.28).

W ten sposób wyznaczono wartości współczynników sztywnościowych dla poszczególnych klas pojazdów, zgodnie z rodzajem napędu. Otrzymane wyniki uśredniono otrzymując ostateczne parametry  $A$ ,  $B$ ,  $G$  wykorzystywane w proponowanej metodzie.

Przegląd testów zderzeniowych wykazał możliwość wystąpienia różnicy wartości współczynników dla konkretnych pojazdów w stosunku do całej badanej klasy. Błędnie oszacowane parametry  $A$  i  $B$  dają fałszywe wartości prędkości równoważnej energetycznie. W celu uniknięcia tego błędu zaproponowano współczynnik korekcji.

Ponieważ pojazdy zostały wcześniej podzielone na klasy wg masy, a klasy te uwzględniały przedziały masy, celem przybliżenia wartości mas do wartości masy pojazdu badanego zasugerowano współczynnik korekcji  $\sigma$  w postaci:

$$\sigma = \frac{m_t}{m_{gk} - m_{gp}} \quad (2.5)$$

gdzie:  $m_t$  – masa pojazdu testowego [kg],

$m_{gk}$  – maksymalna masa graniczna przedziału masy [kg],

$m_{gp}$  – minimalna masa graniczna przedziału masy [kg].

Z tego względu proponuje się korektę współczynników  $A$  i  $B$  o współczynnik  $\sigma$ . Uśrednione wartości zmiennych skorygowano w następujący sposób:

$$A_s = \sigma \cdot A \quad (2.6)$$

$$B_s = \sigma \cdot B \quad (2.7)$$

Energia zaabsorbowana podczas czołowego zderzenia jest rozpraszana na odkształcenia sprężyste i plastyczne. Odkształcenia plastyczne na pracę deformacji. Efekt ten można dostrzec w korelacji obrazującej sposób obliczenia pracy deformacji  $W_{def}$  na podstawie uszkodzeń o zasięgu deformacji  $L_t$ :

$$W_{def} = \frac{L_t}{5} \cdot \left( \frac{A_s \cdot \alpha}{2} + \frac{B_s \cdot \beta}{6} + 5 \cdot G \right) \cdot k_e \quad (2.8)$$

Stałe deformacji  $\alpha$  i  $\beta$  są zależne od sposobu dokonania pomiaru odkształcenia, tzn. od liczby punktów, w których przeprowadzono pomiar deformacji ( $C_1$ - $C_2$ ). Parametry te oblicza się, wykorzystując poniższe algorytmy:

$$\begin{aligned} \alpha &= C_1 + C_2 + 2 \cdot (C_2 + C_3 + C_4 + C_5) \\ \beta &= C_1^2 + C_6^2 + 2 \cdot (C_2^2 + C_3^2 + C_4^2 + C_5^2) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$+(C_1 \cdot C_2 + C_2 \cdot C_3 + C_3 \cdot C_4 + C_4 \cdot C_5 + C_5 \cdot C_6) \quad (2.10)$$

Energia deformacji może zostać skorygowana w zależności od odchylenia kierunku kąta wgniecenia od normalnej płaszczyzny przodu pojazdu. Współczynnik korekcji energii  $k_e$  oblicza się, wykorzystując zależność:

$$k_e = 1 + tg^2\theta \quad (2.11)$$

Ostatecznie prędkość pojazdu, przy której jego energia kinetyczna jest równa energii zaabsorbowanej na odkształcenia plastyczne – *EES*, wyznaczona jest z korelacji pozwalającej na obliczenie pracy deformacji w zależności od geometrii tej deformacji:

$$EES = \sqrt{\frac{2 \cdot W_{def}}{m}} \quad (2.12)$$

Poszczególne metody opisane w rozdziale 1, których kwintesencją była metoda Campbella opierały się na liniowej zależności między głębokością deformacji a siłą oporu podczas deformowania pojazdu. W proponowanej metodzie przyjęto podobne założenie liniowości tych wielkości. Dodatkowo opisano parametry, oznaczając je analogicznie jak w modelu Campbella takimi samymi symbolami. W ten sposób można było prowadzić ich bezpośrednie porównanie. W przyjętym modelu realizowano liniową zależność siły działającej na deformowaną część pojazdu odniesioną do jednostki szerokości przedniej części nadwozia pojazdu. Podążając dalej tym torem parametry F, A, B szacowano w przeliczeniu na jednostkę szerokości deformacji [26]. Zatem zależność zachodząca pomiędzy średnią siłą działającą podczas deformacji i zasięgiem trwałych deformacji  $C_s$  przybiera postać przedstawiona we wzorze (1.13).

W proponowanej metodzie wprowadzono współczynnik korekcyjny  $\sigma$ , uwzględniający wielkość przedziału ( $m_{gk} - m_{gp}$ ), w którym znajduje się masa pojazdu, przedstawiony zależnością we wzorze 2.5.

Wartości A i B określone są zależnościami:

$$A = \frac{m_t b_{sg} b_k}{L_t} \quad (2.13)$$

$$B = \frac{m_t b_k^2}{L_t} \quad (2.14)$$

gdzie:  $L_t$  – długość obszaru deformacji [m],

$b_{sg}$  – prędkość graniczna, przy której powstaje odkształcenie trwałe [m/s].

Współczynnik kierunkowy  $b_k$  jest wprawdzie wyznaczany wykreślnie, ale jego wartość została [17] wyznaczona dla poszczególnych klas i przedziałów wiekowych pojazdów. Ponieważ wartości  $b_k$  zostały ustalone na podstawie ponad 30 000 rozpatrywanych przypadków, wartość ich można uznać za wysoko prawdopodobną.

Współczynnik  $G$ , będący jednostkową energią pochłanianą na odkształcenia sprężyste jest obliczany w oparciu o wyznaczone w proponowanej metodzie współczynniki  $A_s$  i  $B_s$  będące wartościami skorygowanymi, wyznaczonymi zgodnie z zależnościami:

$$A_s = \sigma \cdot A \quad (2.15)$$

$$B_s = \sigma \cdot B \quad (2.16)$$

$$G = \frac{A_s^2}{2 \cdot B_s} \quad (2.17)$$

Weryfikacją powyższych hipotez jest zgodność wielkości deformacji określonej na podstawie zaproponowanego modelu z wartościami rzeczywistymi.

Oznacza to, że zaproponowaną modyfikację można stosować do analizy rzeczywistych zderzeń drogowych. Natomiast powiązaniem zaproponowanej metody z metodami dotychczas istniejącymi jest wykorzystanie liniowej postaci równania:

$$F = A + B \cdot C_s \quad (2.18)$$

zaproponowanego przez Campbella.

## 3. Metoda nieliniowa

### 3.1. Założenia metody nieliniowej

Metody liniowe dotychczas stosowane były wyłącznie pewnym przybliżeniem oszacowania prędkości pojazdu dającym dokładność 15-30%. Każda metoda energetyczna jest bowiem obciążona znacznym błędem wyznaczenia wartości prędkości. Wynika to z faktu samej jej idei pomiarowej. Jedynymi danymi, na których opierają się obliczenia, są współczynniki  $C_1$  do  $C_6$  deformacji nadwozia po zderzeniu. Dobrą ideą jest więc podział na klasy pojazdów w zależności od ich mas. To jednak nie daje dokładnych rezultatów. Nawet ta sama klasa pojazdów posiada różne modele o odmiennej konstrukcji nadwozia. Te różnice powodują „rozmycie” danych pomiarowych, które nie charakteryzują ściśle danej sytuacji zderzeniowej. Stąd tak ważne jest uściślenie samej metody obliczeniowej.

Dokonując analizy tysięcy danych zgromadzonych w bazie NHTSA utworzono model obliczeniowy znacznie poprawiający dokładność wyznaczenia prędkości pojazdu. Podstawą modelu okazała się współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów zgromadzonych w bazie oraz wnioski dotyczące samej sytuacji wypadku drogowego w świetle konstrukcji współczesnych nadwozi pojazdów.

Podstawowymi założeniami metody są następujące obserwacje poczynione na podstawie danych empirycznych:

1. Współczynnik  $b_k$  zależy nieliniowo od współczynnika deformacji  $C_s$  oraz masy pojazdu  $m$ ,
2. Współczynnik  $b_k$  zależy nieliniowo od szerokości zderzenia  $L_t$ ,
3. Istnieje możliwość podziału wszystkich przypadków w zależności od masy pojazdu na wybrane klasy.

Założenia powyższe są oparte o zestawienie poszczególnych parametrów dla klas pojazdów, które pokazuje nieliniowe zachowanie współczynnika  $b_k$  w zależności od współczynnika uogólnionej deformacji  $C_s$  i masy pojazdu  $m$ . Ta nieliniowa zależność jest również obserwowana jeśli chodzi o zależność współczynnika  $b_k$  od szerokości zderzenia  $L_t$ . Współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów narzuca nieliniową formę opisu.

Założenia metody są związane z tym, że współczynnik  $b_k$  liczony wg metody nieliniowej przyjmuje pewien przedział wartości, a nie pojedynczą wartość jak to jest przyjęte w metodzie liniowej. Ten przedział wartości i nieliniowe zachowanie



się współczynnika  $b_k$  zostanie opisany za pomocą aproksymacji zależności tego współczynnika w postaci powierzchni wielomianu drugiego lub trzeciego stopnia.

W metodzie liniowej [37], [38], [39] prędkość przed zderzeniem  $V_t$  jest wyznaczana z następującego wzoru:

$$V_t = b_0 + b_k \cdot C_s \quad (3.1)$$

W metodzie liniowej  $b_k$  w obliczeniach jest przyjmowane jako stałe. Wiadomo do jakiej prędkości rozpędzono samochód i znana jest wartość średniej głębokości deformacji  $C_s$ . Ta wartość wynika z wartości współczynników  $C_1$ - $C_6$  wg wzoru (2.1). Po wyznaczeniu współczynnika deformacji  $C_s$  oraz współczynników  $\alpha$  i  $\beta$ , założeniu współczynnika  $b_0 = 3,05 \text{ m/s}$  odpowiadającemu zderzeniu plastycznemu, możliwe jest obliczenie współczynnika  $b_k$  [45], [46].

W metodzie nieliniowej przyjęto zmienność parametru  $b_k$ . Zbiór wartości  $b_k$  dla każdego przypadku rozpatrywany jako całość w danej klasie przedstawia charakter silnie nieliniowy. Wyznaczone poszczególne wartości współczynnika  $b_k$  oraz wzajemna korelacja parametrów wpływających na ten współczynnik dla danej klasy pojazdów można przedstawić za pomocą powierzchni wielomianu drugiego lub trzeciego stopnia.

Przy małej ilości danych opis przy pomocy powierzchni wysokiego stopnia pogorszyłby dokładność wyznaczania prędkości pojazdu przed zderzeniem. Duża ilość danych zapewnia bardziej precyzyjny opis, wówczas powierzchnia wysokiego stopnia poprawiałaby dokładność opisu. W przypadku mniejszej liczby danych konieczne jest wykorzystanie powierzchni wielomianu stopnia niższego. Powiększanie stopnia opisu powierzchni pogarsza dokładność. Stopień wielomianu, który jest obrazowany za pomocą powierzchni musi być optymalny w zależności od dokładności danych.

Otrzymane wartości współczynnika  $b_k$  mają różne wartości dla różnych prędkości i wartości współczynnika  $C_s$ .  $b_k$  jest współczynnikiem, który decyduje o nachyleniu zależności prędkości  $V_t$  od współczynnika  $C_s$ . Parametry policzone w ten sposób, są jakby lokalną linearyzacją obliczeń, z których wynika, że nachylenie wartości prędkości  $V_t$  od współczynnika  $C_s$  jest nieliniowe. Zależność  $b_k/C_s$  jest również nieliniowa (współczynnik  $b_k$  maleje wtedy gdy rośnie  $C_s$ ).

W ten sposób można obliczyć wartość  $b_k$  dla prędkości znanej. Zatem istnieje konieczność utworzenia modelu matematycznego opartego na estymacji funkcji, która dla zmiennej wartości  $b_k$  zobrazuje charakter tej zmienności i umożliwi zdolność przewidywania przypadku, dla którego ten model będzie wzorcowy.

W związku z tym po policzeniu  $b_k$  jest ono modelowane w postaci funkcji. Jest to funkcja zależna od  $V_t$ ,  $b_o$ ,  $C_s$ , ale również od masy pojazdu. W związku z powyższym przedmiotowa metoda polega na tym, że wyznacza się  $b_k$  tak jak dla metody liniowej z zależności 3.1 i poszukuje się modelu matematycznego funkcji  $b_k = f(C_s, m)$ . Ten model posłuży do przewidywania wartości  $b_k$  wtedy, gdy nie jest znana prędkość  $V_t$  lub dla fragmentów bazy, dla których ten model będzie miał wartość predyktywną. Ten model matematyczny jest estymacją funkcji na podstawie punktów doświadczalnych i założonej postaci funkcji. Estymacja wymaga uwzględnienia zbioru punktów doświadczalnych i ustalonej odpowiednio dobrej postaci funkcji. Na podstawie założonego modelu, czyli funkcji estymującej przy jej zadanej postaci, punkty doświadczalne liczone są ponownie już zgodnie z modelem nowej wartości  $b_k$ . Uzyskuje się  $b_k$  nieliniowe [56]. Ta funkcja okazuje się być funkcją nieliniową zarówno jako funkcja masy pojazdu  $m$  jak i współczynnika  $C_s$ . Już same wartości  $b_k$  w funkcji  $C_s$  zachowują się w sposób nieliniowy, ale w sposób regularny. Np. jeśli  $C_s$  rośnie to  $b_k$ , będące nachyleniem wykresu funkcji, która obrazuje zależność prędkości pojazdu od wartości uogólnionego odkształcenia  $C_s$ , maleje. Nawet przy prostych postaciach funkcji estymacja daje dobre przybliżenie nieliniowej funkcji, która obrazuje zależność rzeczywistych danych. Dlatego zastosowanie funkcji estymujących i policzenie wtórnie zgodnie z modelem matematycznym w postaci estymowanej funkcji na wartość współczynnika  $b_k$  w metodzie nieliniowej, daje dobrą dokładność policzonej prędkości  $V_t$ . Oczywiście istnieje zdolność predyktywna tego modelu, można go zastosować do innych fragmentów bazy w ramach tej samej klasy lub do przypadków wziętych z autentycznych kolizji drogowych. W każdym z tych przypadków istnieje dużo lepsza dokładność policzenia prędkości  $V_t$  niż w modelu liniowym. Dane układają się w sposób nieliniowy i potraktowanie tych danych jako przybliżenia nieliniową funkcją jest na pewno dokładniejsze niż funkcją liniową.

## 3.2. Wprowadzenie do proponowanej metody

Pierwotnie samochody posiadały sztywną ramę deformowaną i niszczoną podczas zderzenia. Obecnie praktycznie cały przód nadwozia jest rozłożonym w przestrzeni elementem zderzeniowym [13]. Ale to właśnie z takiego rozłożenia konstrukcji samochodu biorącej udział w deformacji podczas kolizji wynika trudność w wyznaczeniu ze wspomnianych współczynników deformacji prędkości pojazdu przed zderzeniem. Ta konstrukcja jest niesymetryczna względem osi pojazdu, a także odmienna nie tylko pomiędzy klasami pojazdów, ale i samymi

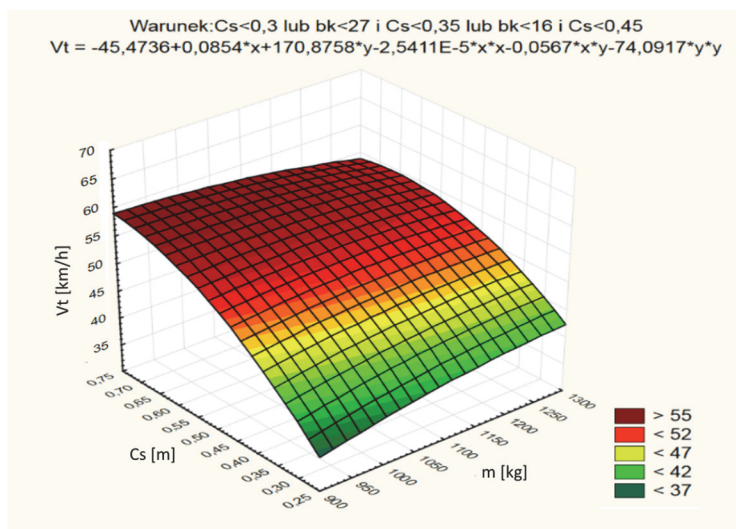
markami samochodów wchodzących w skład danej klasy. Stąd samo uzyskanie wartości tych współczynników nie prowadzi do określenia dokładnej wartości prędkości. Wynika stąd konieczność udoskonalenia metod opisu.

Jedną z nich jest zaproponowana metoda nieliniowa. Na rys. 3.1 przedstawiono nieliniowość współzależności poszczególnych parametrów dla wybranej klasy pojazdów. Metoda nieliniowa jest predestynowana do opisu takich współzależności. Na rysunku widać, że płaszczyzna styczna do powierzchni ma w każdym punkcie zmienne nachylenie i zależy nieliniowo od zmiennej  $C_s$ . Metoda liniowa przyjmuje ten współczynnik jako stałą wartość. Stąd wynika znaczny błąd oszacowania prędkości w metodzie liniowej.

Bardzo istotną rolę w opisie nieliniowej zależności prędkości pojazdu od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_s$  odgrywa klasa opisywanego samochodu.

Różne klasy pojazdów zachowują się w odmienny sposób w odniesieniu do charakteru opisu takiej zależności. Różne podejścia pokazują różnorodność punktów widzenia i złożoność danych prezentowanych w bazie.

Uzyskanie dalszych danych o pojeździe, poza symbolem jego marki, jest utrudnione. Ilość danych jest zwykle mocno ograniczona. Podejście do analizy metodami energetycznymi pozwala jednak na określenie prędkości z niewystarczającą dokładnością. Dlatego tak ważne jest stałe doskonalenie metod opisu sytuacji zderzeniowej.



Rys. 3.1. Przykładowa nieliniowa współzależność poszczególnych parametrów dla wybranej klasy pojazdów

Zaproponowana metoda w istotnym stopniu podnosi dokładność wyznaczenia prędkości pojazdu. Znajduje odzwierciedlenie w samym zestawieniu poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów. To dane zgromadzone w bazie układają się w sposób nieliniowy. Dostosowanie do takiej współzależności poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów opisu nieliniowego narzuca się jako najlepsze odzwierciedlenie poszukiwanych zależności. Nieliniowość ta jest wynikiem konstrukcji współczesnego nadwozia pojazdu i sposobu jego deformacji podczas zderzenia.

W niniejszej pracy pokazano wykresy sił działających podczas zderzenia w funkcji głębokości wgniecenia. Są to wykresy obrazujące znaczne skoki siły, ale o tendencji malejącej. Podobne rezultaty otrzymano na podstawie danych z bazy.

Ta sama analiza dotyczy prędkości pojazdu przed zderzeniem.

W obu przypadkach jest to konsekwencją nieliniowej zależności współczynnika nachylenia  $b_k$  od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_s$ .

Przyjęcie w metodzie liniowej stałej wartości tego współczynnika równego 27 m/s/m daje duży błąd przybliżenia. Nie jest to zgodne ani ze współzależnością poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów w bazie, ani z analizą sytuacji zderzeniowej.

Przy obliczeniach wykonywano analizy regresji nieliniowej, estymacji parametrów funkcji metodą nieliniową, oraz wyznaczania powierzchni metodą najmniejszych kwadratów, jak też aproksymacji danych wielomianem. Takie sposoby obliczeń zapewniają dopasowanie opisu do współzależności poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów bazy NHTSA. Dokonywano analiz w postaci zestawiania histogramów wartości prędkości pojazdu i widma mas pojazdów wraz z analizą wykresów błędów popełnianych przy stosowaniu metody oraz szeregu zależności dwuwymiarowych.

W pracy zawarto całe spektrum metod obliczeniowych prowadzące do poprawy jakości opisu sytuacji zderzeniowej. Dopiero takie podejście jest pełnym wykorzystaniem posiadanych danych z bazy. Daje ono oczywiście podobnie dobre rezultaty w przypadku analizy pojedynczego przypadku zderzeniowego.

Pomimo, że zderzenia opisywane w bazie są z definicji centralne, to istnieje wyraźna asymetria odkształceń po obu stronach pojazdu. Może to być spowodowane niejednakowym współczynnikiem sztywności samochodu lub wtórną deformacją. Ta wtórna deformacja jest opisywana jako odkształcenie częściowo sprężyste w niektórych obszarach nadwozia przywracające pierwotny jego kształt, ale w sposób niesymetryczny względem osi pojazdu.

Tu należy odnieść się także do dokładności pomiarowych wzmiankowanych współczynników deformacji. Wobec powyższych odchyśleń od symetrii sięgających nawet kilkuset procent ich wartości wydaje się, że te wartości są obarczone sporym błędem pomiarowym. Z drugiej strony w bazie podano ich wartości z dokładnością do 1 mm, pominąwszy błąd pomiaru. Nie jest to prawidłowe, uzasadnione w teorii, podejście. Błędy wyznaczenia tych wartości muszą sięgać kilkudziesięciu, a może ponad stu mm. Nadwozie po zderzeniu jest mocno zdeformowane i nie mamy tu do czynienia z odkształconą płaszczyzną.

Podobnie nie jest możliwe zachowanie jednakowej wysokości pomiaru (od podłoża) współczynników deformacji. Te niedokładności o znaczącym udziale wartości stanowiłyby znakomite źródło wyznaczenia błędu prędkości pojazdu. Przy ich pominięciu do oszacowania błędu metody pozostaje jedynie obliczenie błędu względnego wyznaczonej prędkości *EBS* i to przy znajomości prędkości przed zderzeniem  $V_i$ .

Pochodzenie błędu pomiarowego ma zawsze dwojakie źródło. Może nim być dokładność stosowanej metody wobec złożoności rzeczywistej sytuacji opisywanej założonym modelem. Jednak często to błędy wartości pomiarowych wchodzących w skład obliczeń, mają znaczenie decydujące.

Metody energetyczne są zawsze przybliżeniem opisywanej sytuacji zderzeniowej. Tylko precyzyjna analiza zderzenia w każdej poszczególnej chwili deformacji (zapisy z kamer i czujników wbudowanych w pojazd lub przeszkodę) mogła dać odpowiedź, jaka energia jest tracona podczas zderzenia i podać dynamiczne wartości sił i pracy deformacji w zależności od postępującej deformacji  $C_s$ .

Tym bardziej taka pełna analiza wykonywana w każdym momencie zderzenia nie jest możliwa do przeprowadzenia w rzeczywistej sytuacji zderzeniowej w przypadku analizy powypadkowej. Pomimo to ekspertyza sądowa wypadku ma wartość przybliżonej analizy i służy do wyznaczenia prędkości pojazdu przed zderzeniem.

Poddano analizie kilka innych metod opracowania danych z bazy NHTSA [34]. Do takich nowych podejść należy metoda korelacji zmiennych. Po zwróceniu uwagi na brak symetrii w zachowaniu się współczynników  $C$  opracowano inną doskonalszą metodę wyznaczania uogólnionego współczynnika  $C_s$  korygującą te asymetrie.

Dotąd stosowany wzór zawierał prostą ważoną średnią arytmetyczną z pewnością niewyrównującą asymetrii zmiennych. Obecny zawiera wyrazy mieszane, które wzajemnie wpływając na siebie mogą przeciwdziałać takim asymetriom. Zachowanie się w obliczeniach obu wzorów jest bardzo podobne. Wzór bardziej złożony uwzględniający pierwiastek drugiego stopnia był badany przez porównanie

z poprzednim metodą korelacji zmiennych. Współczynnik korelacji praktycznie wyniósł 1, co dowodzi stosowalności przedstawionego ujęcia.

Metodą korelacji zmiennych były badane także zależności pomiędzy poszczególnymi zmiennymi  $C$ . Dla pojazdów z klasy Intermediate w porównaniu z pojazdami klasy Subcompact istnieją znaczące różnice w uzyskiwanych współczynnikach korelacji przy badaniu zależności pomiędzy punktami odległymi  $C_1$  a punktami środkowymi  $C_4$ . Taka sytuacja wskazuje na sugerowaną różnicę w odkształceniach nadwozia dla pojazdów badanych klas. Cięższe pojazdy (klasa Intermediate) deformują się bardziej symetrycznie.

Wiele uwagi poświęcono planowanej nowej metodzie bezpośredniego wyznaczenia prędkości EBS z modelowanej matematycznie pracy deformacji  $W$ . Planowana jest budowa urządzenia, które bezpośrednio na miejscu wypadku drogowego policzy prędkość pojazdu przed zderzeniem (wczytanie funkcji  $W/C$ , umożliwi ww. obliczenia). Jeśli dysponuje się zestawem funkcji  $W$  dla różnych pojazdów obliczenia staną się możliwe bezpośrednio na miejscu wypadku drogowego. Obliczenia kolejno współczynników  $A$ ,  $B$  oraz parametrów  $\alpha$  i  $\beta$  nie wchodzi w takiej sytuacji w grę. Przedstawiono takie modelowanie matematyczne prowadzące bezpośrednio do wyznaczenia funkcji pracy deformacji  $W$  dla różnych klas pojazdów.

Modele zależności pomiędzy zmiennymi można podzielić na liniowe i nieliniowe. Z kolei wśród tych drugich wyróżnia się modele linearyzowalne i nielinearyzowalne. Modelowanie za pomocą funkcji wielomianowej zalicza się do pierwszej grupy. Za pomocą odpowiednio dobranej transformacji sprowadza się model do modelu liniowego, ale o większej liczbie zmiennych. I tak, dla zależności opisanej funkcją kwadratową  $Y = aX^2 + bX + c$  dokonując transformacji:

$$\begin{cases} Z_1 = X^2 \\ Z_2 = X \end{cases} \quad (3.4)$$

Otrzymuje się równanie regresji wielokrotnej:

$$Y = aZ_1 + bZ_2 + c. \quad (3.5)$$

Dla zależności opisanej wielomianem stopnia trzeciego  $Y = aX^3 + bX^2 + cX + d$  dokonując transformacji:

$$\begin{cases} Z_1 = X^3 \\ Z_2 = X^2 \\ Z_3 = X \end{cases} \quad (3.6)$$

otrzymamy równanie regresji wielokrotnej:

$$Y = aZ_1 + bZ_2 + cZ_3 + d. \quad (3.7)$$

W obu przypadkach parametry modelu wyznacza się stosując metodę najmniejszych kwadratów. Złożoność rachunkowa sprawia, że wygodnie jest zastosować stosowny pakiet matematyczny czy statystyczny.

W przypadku obliczeń wykonanych dla poszukiwanej funkcji pracy deformacji W posługiwano się metodą estymacji nieliniowej. O wyborze postaci modelu zadecydowała sama współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów.

Proponowany model jest kompromisem pomiędzy nadmiernym uproszczeniem opisu i nadmiernym uwzględnieniem szczegółów. Do większości proponowanych zastosowań wystarczył wielomian drugiego stopnia.

Dotąd stosowane metody można opisać krótko wg następującej klasyfikacji porównawczej, analitycznej i graficznej. Jednak w chwili obecnej wyniki osiągnęte na podstawie wszystkich wspomnianych metod, a przybliżonych przez Campbella [3], [4], McHenry'ego [26], Strothera [5], Prasada [44] oraz metody CRASH3 [47], [48] odbiegają od stanów rzeczywistych. Wiąże się to przede wszystkim z rozwojem motoryzacji, a co za tym idzie – konstrukcji pojazdów. Zmiany te prowadzą do zmiany sztywności nadwozia. Chcąc oszacować prawidłową wartość parametru EES, konieczne staje się poszukiwanie nowego narzędzia umożliwiającego przeprowadzenie w tym kierunku odpowiednich obliczeń.

## 4. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Mini

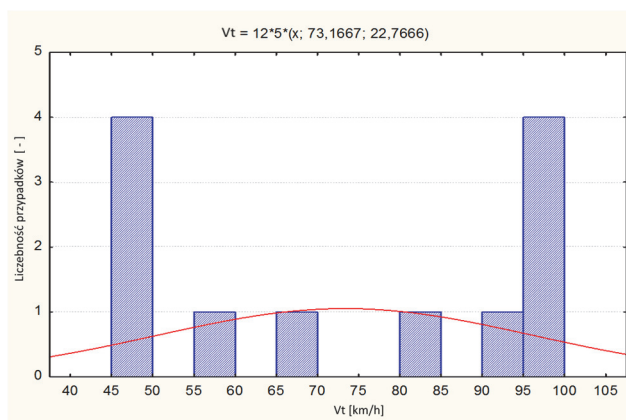
Metoda aproksymacji zależności współczynnika  $b_k$  w przypadku dla klasy Mini, pomimo małej liczebności przypadków (12) wymaga zastosowania wielomianu trzeciego stopnia i precyzyjnych metod estymacyjnych.

Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu w oparciu o głębokość deformacji dla omawianej klasy pojazdów składa się z trzech niezależnych etapów postępowania. W pierwszym etapie założono tabelaryczną wartość współczynnika  $b_k$  dla samochodów klasy Mini, co odpowiada metodzie liniowej – stały współczynnik nachylenia zależności  $V_t$  od  $C_s$ . W drugim etapie posłużono się aproksymacją wielomianową zależności współczynnika  $b_k$  od  $C_s$  biorąc pod uwagę wielomian drugiego stopnia. Odpowiada to metodzie nieliniowej przy braku zależności współczynnika  $b_k$  od  $L_t$  – szerokości strefy deformacji. W trzecim etapie wprowadzono tę zależność, uzyskując wartości  $V_t$  liczone z aproksymacji dwuwymiarową płaszczyzną trzeciego stopnia funkcji dwóch zmiennych ( $C_s$ ,  $L_t$ ). To podejście wpłynęło nie tylko na poprawienie dokładności wyznaczenia prędkości EES, ale przede wszystkim na niezależność tego błędu od parametrów samochodu takich, jak  $C_s$ ,  $L_t$  i  $m$ . Pominęto przypadki odstające, a następnie te które zaciemniały obraz zależności  $b_k$  od  $C_s$  w postaci dwóch pasm. W ten sposób przygotowane dane pozwoliły na ekstrakcję zależności  $V_t$  ( $C_s$ ) przy pomocy wielomianu trzeciego stopnia.

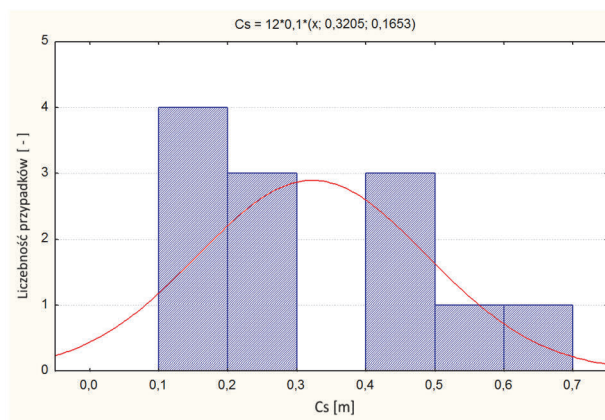
Tak przygotowana baza danych jest jednocześnie dobrym punktem wyjścia do przeprowadzenia aproksymacji danych przy pomocy powierzchni trzeciego stopnia. Ze względu na małą ilość punktów pomiarowych uzyskano zależności o nieregularnej strukturze. Wynika stąd konieczność zastosowania bardziej złożonych metod obliczeniowych.

Linia czerwona na rys. 4.1 odpowiada rozkładowi normalnemu o takiej samej średniej i odchyleniu standardowym. Jak prędkość  $V_t$  w bazie nie odpowiada rozkładowi normalnemu. W związku z powyższym wykreślono dodatkowo wykresy w postaci linii łamanych dla  $V_t$  (rys. 4.3). Wykreślenie takich zależności jest możliwe w przypadku mało licznej bazy. Wykresy pokazują istotę problemu – znaczny rozrzut danych przy niewielu punktach pomiarowych.

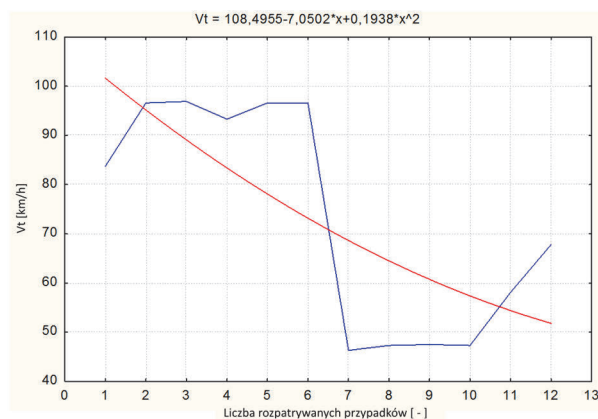




Rys. 4.1. Histogram wartości prędkości przed zderzeniem  $V_t$



Rys. 4.2. Histogram wartości uogólnionego współczynnika deformacji  $C_s$



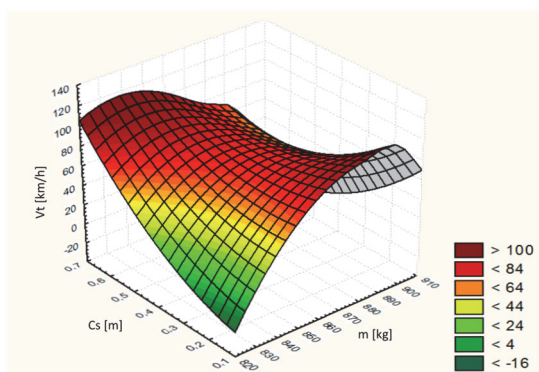
Rys. 4.3. Przebieg zależności parametru  $V_t$  od numeru przypadku

Na podstawie przeprowadzonych rozważań uznano, że na tym etapie funkcją najbardziej przybliżającą rozpatrywane przypadki jest funkcja drugiego stopnia. Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na przedstawienie tej funkcji w następującej postaci:

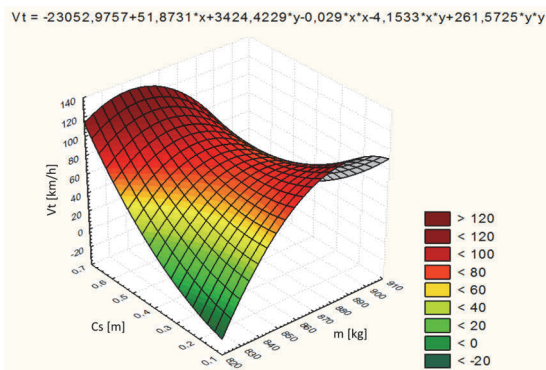
$$\text{Model: } V_t = A_1 \cdot m + B_1 \cdot C_s + C_{11} \cdot m^2 + E_1 \cdot m \cdot C_s \quad (4.1)$$

Postacią graficzną tego równania jest rysunek 4.7.

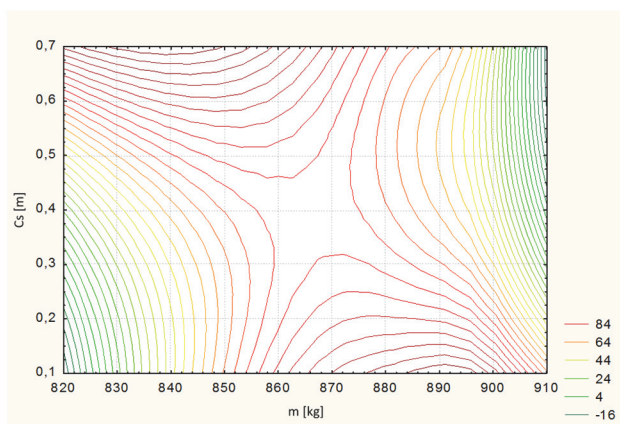
W oparciu o zaproponowany model zbadano zależność parametru prędkości przed zderzeniem  $V_t$  od uogólnionego współczynnika wgniecenia  $C_s$  i masy pojazdu  $m$  graficznie wygląda to jak na rys. 4.4 i 4.5. Charakter zależności parametru  $V_t$  od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_s$  i masy pojazdu przedstawia rys. 4.4. Rysunki 4.5 i 4.6 przedstawiają tę samą zależność za pomocą metody najmniejszych kwadratu aproksymacji powierzchni. Ponadto zauważalna silna zależność od tego ostatniego współczynnika wynika z małej liczby przypadków zawartych w bazie danych i nieregularnych przebiegów zależności.



Rys. 4.4. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  uzyskana metodą najmniejszych kwadratów

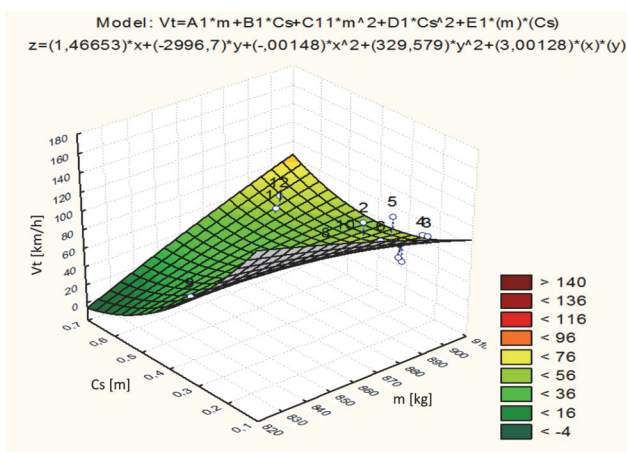


Rys. 4.5. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia



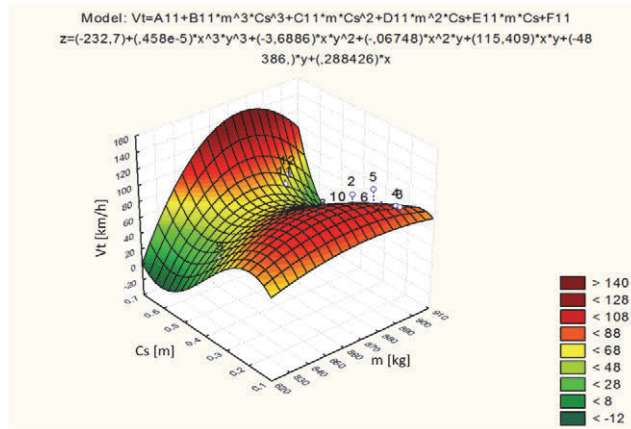
Rys. 4.6. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia wykres warstwowy

Istotnym elementem uzyskanego w ten sposób opisu jest dokładność wyznaczenia prędkości przed zderzeniem  $V_t$ . Dokładność ta w postaci wartości błędu względnego wynosi średnio ok. 20%. Jest to zadowalający rezultat biorąc pod uwagę wzmiankowane uwarunkowania bazy, takie jak jej licznosc.



Rys. 4.7. Powierzchnia 2 stopnia i wielomian wynikający z estymacji dla danych eksperymentalnych

Charakter zależności parametru  $V_t$  od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_s$  i masy pojazdu przedstawia również rys. 4.7. Wskazane parametry przybliżono powierzchnią 2 stopnia i wielomianem wynikającym z estymacji dla danych eksperymentalnych.



Rys. 4.8. Estymacja zależności  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  powierzchnią trzeciego stopnia

Opis teoretyczny testowany w ten sposób umożliwił potwierdzenie uzyskanych rezultatów i dalsze wyciąganie wniosków. Stosunkowo proste zależności stosowane do opisu energetycznego zderzenia pojazdu także w takim pełnym zestawieniu danych eksperymentalnych mogą zmienić się w bardziej dokładne zależności. Jednak jedną z trudności uzyskania takich danych w ich większej liczbie i precyzyjnym podziale np. na marki samochodów (podklasy) jest z jednej strony wysoki koszt badań siłą rzeczy niszczących samochody a z drugiej fakt, iż badania takie nie są przeprowadzane w celu uzyskania teoretycznych zależności energetycznych opisujących zderzenia. Podstawowym celem badań jest atestowanie pojazdów i stąd wynikają trudności powyższego opracowania statystycznego.

Biorąc pod uwagę złożenia proponowanej metody dla omawianej klasy konieczne jest zastosowanie precyzyjnych metod estymacyjnych. Funkcja ta ostatecznie przybiera następującą postać:

$$\text{Model: } V_t = A_{11} + B_{11} \cdot m^3 \cdot C_s^3 + C_{11} \cdot m \cdot C_s^2 + D_{11} \cdot m^2 \cdot C_s + E_{11} \cdot m \cdot C_s + F_{11} \quad (4.2)$$

Wartości parametrów zastosowanych w zależności 4.2 pokazano w tabeli 4.1.

Tabela 4.1. Współczynniki zastosowane w modelu trzeciego stopnia

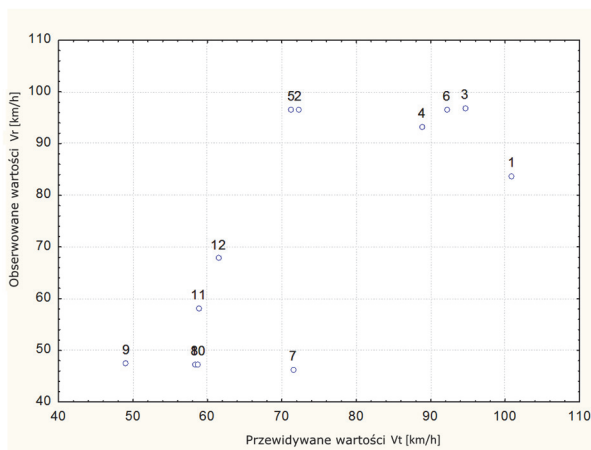
Współczynnik kierunkowy	Wartość współczynnika
$A_{11}$	-413,8
$B_{11}$	-0,0
$C_{11}$	2,3
$D_{11}$	-0,1
$E_{11}$	133,8
$F_{11}$	-57813,1

Zestawienie wartości przewidywanych przez uzyskany model versus wartości eksperymentalne przedstawia rys. 4.9.

Jednocześnie dane modelu estymacyjnego (wielomian) w postaci danych przewidywanych i eksperymentalnych oraz dane w postaci wartości współczynników wielomianu przedstawiono w tabeli 4.2 i na rysunku 4.9.

Tabela 4.2. Dane modelu estymacyjnego

Prędkość rzeczywista	Prędkość teoretyczna	Błąd
83,70	100,87	-17,17
96,60	72,23	24,36
96,60	94,62	2,28
96,30	88,84	4,45
96,60	71,26	25,34
96,60	92,18	4,41
46,30	71,54	-25,24
47,30	58,31	-11,01
47,50	49,09	-1,59
47,30	58,74	-11,44
58,10	58,83	-0,73
67,80	61,48	6,32



Rys. 4.9. Przedstawienie uzyskanych wartości testowych i rzeczywistych dla pojazdów klasy Mini

## Podsumowanie

Dla klasy Mini zakres mas wynosi do 900 kg. Prędkości testowe  $V_t$  są rozłożone. Mała liczebność przypadków dla omawianej klasy wymagała zastosowania wielomianu trzeciego stopnia i precyzyjnych metod estymacyjnych. Podstawową trudnością w opisie sytuacji zderzeniowych wielomianem trzeciego stopnia jest wzrost liczby współczynników wielomianu, w związku z tym, położono nacisk na takie uproszczenie funkcji wielomianowej, która z jednej strony zminimalizuje liczbę członów, a z drugiej zapewni dopasowanie do rzeczywistych rzadkich i nieregularnych przypadków mało licznej bazy. Uzyskano w tym podejściu pełne powodzenie, jednak przebieg uzyskanej funkcji wielomianowej odbiega od przewidywań. Dzieje się tak ponieważ 12 punktów wziętych z eksperymentu nie może precyzyjnie oddać badanej zależności. Mimo wszystko udało się uzyskać wyraźnie widoczny nieliniowy charakter zależności prędkości przed zderzeniem  $V_t$  od uogólnionego współczynnika wgniecenia  $C_s$  i masy pojazdu  $m$ . Dodatkowo widoczna silna zależność od tej ostatniej wielkości wynika nie tyle z charakteru zależności rzeczywistych danych eksperymentalnych ile ze wspomnianej małej liczności bazy i nieregularnych przebiegów zależności.

Planowane jest zbiorcze opracowanie obliczeń w postaci zestawienia dla wszystkich klas. W takim zestawieniu powyższa klasa mini ze względu na jej odmiennność z pewnością będzie odgrywać istotną rolę.

## 5. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Subcompact

Szczegółowej analizie poddano 191 wyników badań dla omawianej klasy pojazdów, zwracając uwagę na opis ich deformacji oraz na charakterystykę sztywności czołowej strefy zgniotu. Baza danych została wielokrotnie poselekcjonowana na potrzeby prowadzonych obliczeń. Pominięto przypadki odstające, a następnie te które zaciemniały obraz zależności  $V_t$  od  $C_s$  w postaci dwóch pasm. W ten sposób przygotowane dane pozwoliły na ekstrakcję zależności  $V_t(C_s)$  przy pomocy wielomianu stopnia drugiego i wyższych.

Założono, że zderzenie jest centralnie proste oraz pominięto fazę restytucji, uzyskując tym samym idealnie plastyczną deformację nadwozia. Ponadto, przyjęto definicję kinetycznego współczynnika restytucji jako iloraz prędkości względnych po i przed zderzeniem ze znakiem minus, zaniedbując tym samym prędkość względną samochodu po zderzeniu. Kryterium to jest spełnione tym dokładniej im większy jest współczynnik deformacji  $C_s$ .

Również w przypadku klasy Subcompact zastosowano po raz kolejny ten sam schemat opisu danych, które pokazują swój nieliniowy charakter. Dopasowanie opisu do charakteru samych danych jest czynnikiem poprawiającym dokładność uzyskanych rezultatów. Poprawa dokładności wyznaczenia wartości prędkości przed zderzeniem pojazdu jest w tej metodzie wielokrotna, dla metody liniowej błąd względny wynosi średnio nawet 40%, w metodzie nieliniowej błąd został ograniczony do kilku procent wartości. Warunkuje to znacznie większy zakres zastosowań metody nieliniowej w przypadku rzeczywistych kolizji na drodze.

W tym celu aproksymowano powyższą zależność przy pomocy powierzchni drugiego stopnia w przestrzeni trójwymiarowej. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów dane doświadczalne zgromadzone w wyniku przeprowadzenia testów zderzeniowych z bazy NHTSA potwierdziły nieliniową zależność wartości  $V_t$  od średniej deformacji nadwozia  $C_s$ .

Graficzne opracowanie uzyskanych wyników składa się z trzech niezależnych etapów postępowania. W pierwszej kolejności założono tabelaryczną wartość współczynnika  $b_k$  dla samochodów klasy SubCompact równą 26 m/s/m, co odpowiada metodzie liniowej. W kolejnym kroku posłużono się aproksymacją wielomianową zależności  $V_t$  od  $C_s$  wykorzystując wielomian drugiego stopnia. Odpowiada to metodzie nieliniowej przy braku zależności współczynnika  $b_k$  od  $L_t$ . W trzecim etapie wprowadzono tę zależność uzyskując wartości  $V_t$  liczone z aproksymowanej

dwuwymiarową płaszczyzną drugiego stopnia funkcji dwóch zmiennych ( $C_s$ ,  $L_t$ ). To podejście wpłynęło nie tylko na poprawienie dokładności wyznaczenia prędkości EES ale przede wszystkim na niezależność tego błędu od parametrów samochodu takich jak  $C_s$ ,  $L_t$  i  $m$ .

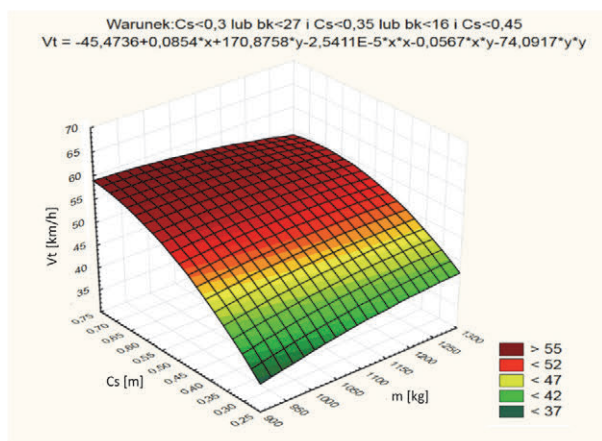
Na podstawie przeprowadzonych rozważań uznano, że funkcją najbardziej przybliżającą rozpatrywane przypadki dla omawianej klasy jest funkcja drugiego stopnia. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów wykreślono zależność prędkości  $V_t$  od masy pojazdu  $m$  i wielkości średniej deformacji  $C_s$ . Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na przedstawienie tej funkcji w następującej postaci:

$$\text{Model: } V_t = A_{191} + B_{191} \cdot m + C_{191} \cdot C_s + D_{191} \cdot m^2 + E_{191} \cdot m \cdot C_s - F_{191} \cdot C_s^2 \quad (5.1)$$

Wartości parametrów zastosowanych w zależności 5.1 przedstawiono w tabeli 5.1. Graficzna interpretacja powyższej zależności przedstawiona na rys. 5.1 potwierdza nieliniowy charakter funkcji  $C_s(V_t)$ .

Tabela 5.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia

Współczynnik kierunkowy	Wartość współczynnika
$A_{191}$	-45,4736
$B_{191}$	-0,0854
$C_{191}$	170,8758
$D_{191}$	$0 \approx (-2,5411 \cdot E-05)$
$E_{191}$	-0,0567
$F_{191}$	-74,0917



Rys. 5.1. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia

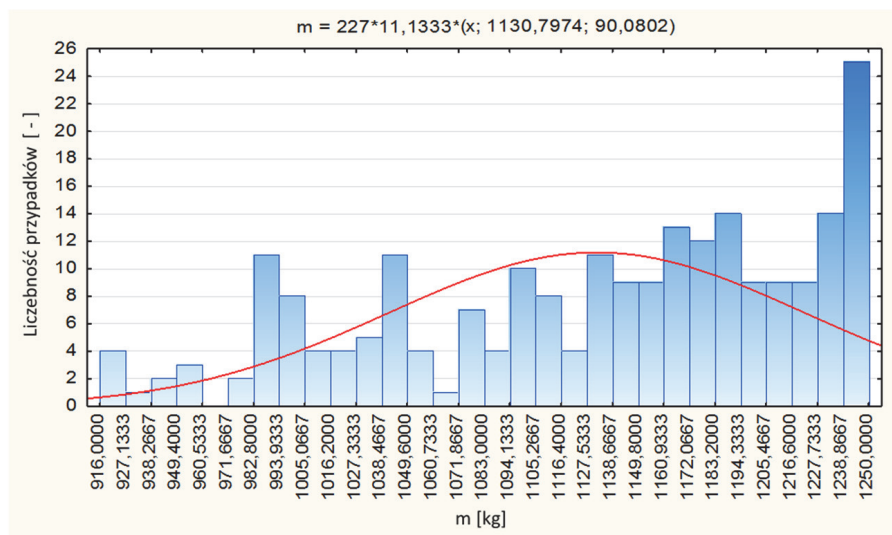


Na rys. 5.2 przedstawiono histogram wartości mas pojazdów (parametr  $m$ ). Zakres mas opisujących pojazdy nie jest zbyt szeroki. Samochody w porównaniu z pozostałymi klasami charakteryzuje poza tym niewielka masa  $m$  w stosunku do jej przedziału.

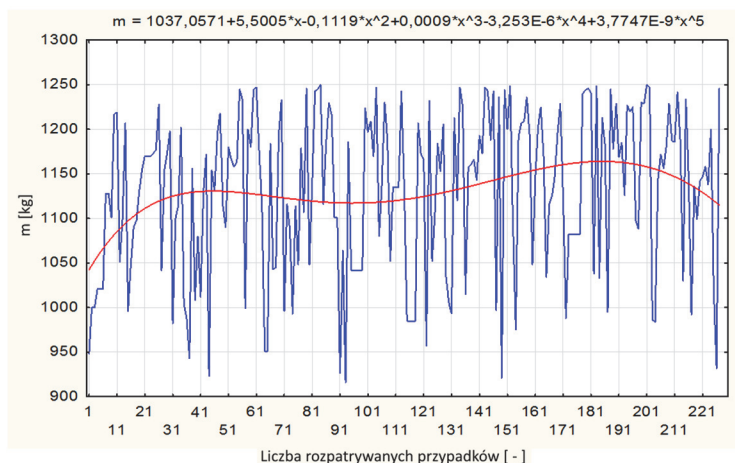
Histogram charakteryzują wartości zgrupowane w obszarze mas maksymalnych około 1000 kg a rozkład mas nie przebiega zgodnie z rozkładem normalnym. Nie widać też na wykresie punktów odstających.

Na rys. 5.3 pokazano rozkład mas pojazdów jako parametru  $m$ . Podobnie jak na histogramie rys. 5.2 nie obserwuje się punktów odstających. Celowość przedstawienia obu wykresów jest podyktowana innym charakterem prezentacji tego samego rozkładu. Między innymi na rys. 5.3 pokazano wartość uśrednioną w postaci czerwonej linii. Zachowanie się tej zależności uwidacznia rozbieżności pomiędzy danymi czego nie przedstawia wyraźnie histogram wartości zmiennej.

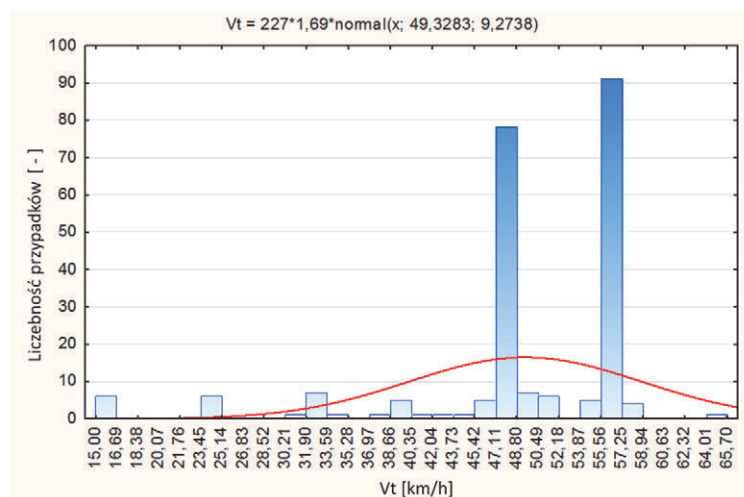
Rysunek 5.4 przedstawia histogram wartości prędkości pojazdów dla omawianej klasy. Jak widać na wykresie najczęściej przypadków znajdowało się dla prędkości około 48 km/h i dla wartości około 56 km/h. Taki rozkład prędkości pojazdów utrudnia budowanie modelu matematycznego ponieważ zakres zmienności prędkości  $V_t$  jest ograniczony do niewielkiego zakresu wartości zmiennych.



Rys. 5.2. Histogram wartości masy pojazdu  $m$



Rys. 5.3. Rozkład wartości mas pojazdów  $m$  uszeregowanych funkcją numeru przypadku w bazie danych

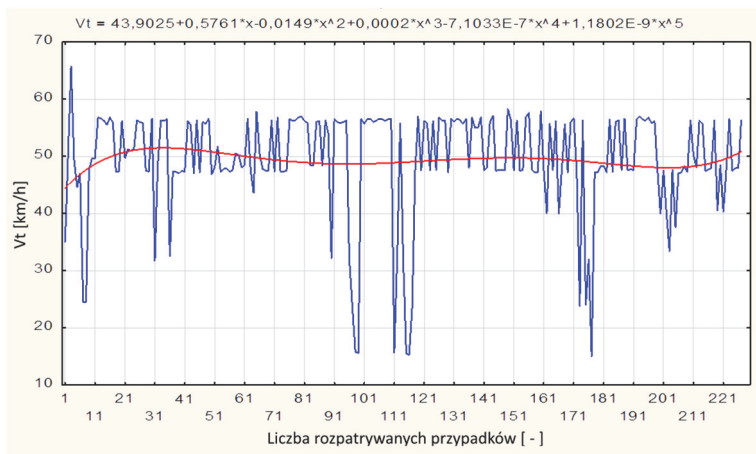


Rys. 5.4. Histogram wartości prędkości pojazdu przed zderzeniem

Na rysunku 5.5 pokazano rozkład wartości prędkości pojazdów w bazie NHTSA. Rysunek prezentuje dwie wartości prędkości opisane w histogramie rys. 5.4 w postaci ostrych pików. Charakter tego wykresu nie zmienia się przy innym uszeregowaniu danych. Wnosi on inny dopełniający wkład w prezentację tej danej. Widać na nim dobrze określoną wartość średnią dla rozkładu w postaci czerwonej linii. Jest ona wykresem wielomianu uśredniającego rozkład w zależności

od numeru przypadku (oś odciętych). Na osi rzędnych zaznaczono prędkość pojazdu dla danego przypadku.

Dane poszerzone w postaci histogramów i rozkładów z jednej strony pokazują na występujące trudności w budowaniu modelu matematycznego dla posiadanego zbioru z bazy, z drugiej charakter danych i sposób ich prezentacji dokładnie pokazuje istnienie w bazie punktów odstających dla wartości danych.

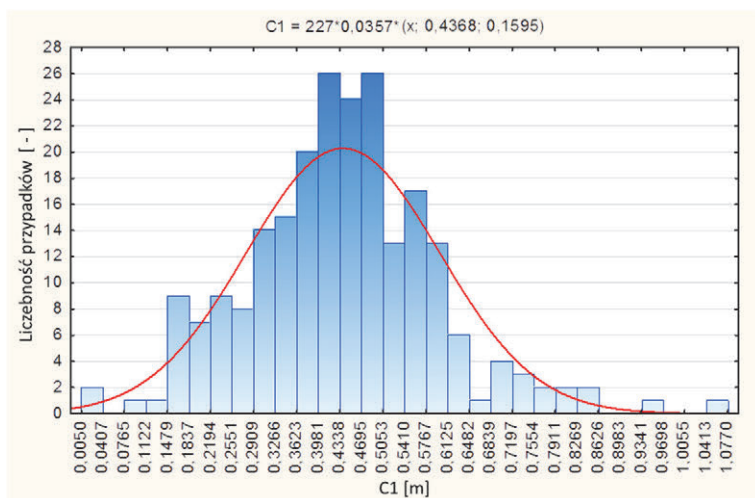


Rys. 5.5. Rozkład wartości prędkości pojazdu przed zderzeniem

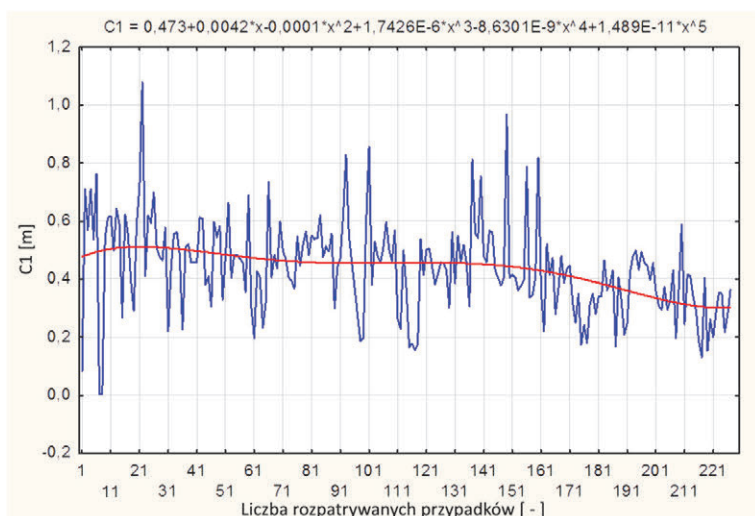
Rysunek 5.6 przedstawia histogram wartości parametru zderzenia  $C_1$ . Linia czerwona odpowiada rozkładowi normalnemu o takiej samej średniej i odchyleniu standardowym jakie ma wielkość  $C_1$ . Przedstawiono na nim punkty odstające dla bardzo małych rzędu 5 mm i bardzo dużych rzędu 1m odkształceń nadwozia. Na wykresie rys. 5.7 przedstawiono je w postaci rozkładu wartości wzdłuż numeru przypadku z bazy. Taka prezentacja charakteru rozkładu pokazuje z jednej strony jak układają się pogrupowane w zakresach przedziałów histogramu wartości parametru z uwypukleniem ogólnego charakteru rozkładu i przedstawieniem zakresów punktów odstających z drugiej strony pokazuje na rozkładzie wartości sam zbiór punktów doświadczalnych jako podstawę do budowanego histogramu [58].

Rozkład wartości parametru  $C_1$  przedstawiony jest na rys. 5.7 i pokazuje istnienie pojedynczych punktów odstających np. dla odkształcenia rzędu pojedynczych mm. Prezentowane na nim wartości nie będą inne przy innym uszeregowaniu danych a sposób prezentacji danej uzupełnia jej przedstawienie w postaci histogramu z rys. 5.6. Rozkład ma dobrze określoną średnią wartość pokazaną czerwoną linią. Poza punktami odstającymi zakres wartości parametru jest

niewielki. Porównanie tych wartości do wartości przyjmowanych przez parametr  $C_6$  i parametry określające deformację w centralnych strefach wgniecenia takich jak np. parametr  $C_4$  pozwala określić na ile w danej klasie pojazdów był spełniony wymóg centralności. Zaobserwowano tendencję wskazującą na to, iż odchylenia od tej centralności mogą mieć źródło we wtórnej pozderzeniowej deformacji pojazdu kiedy to nadwozie częściowo sprężyste powraca do pierwotnego kształtu.

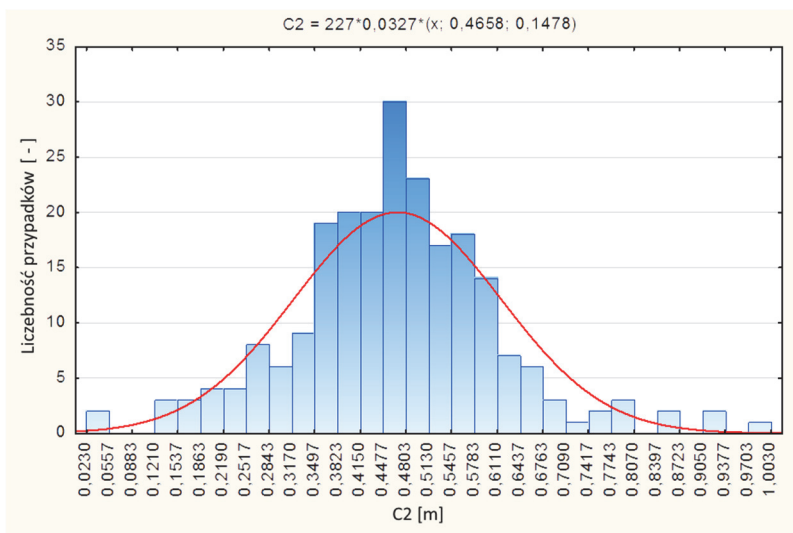


Rys. 5.6. Histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_1$



Rys. 5.7. Rozkład wartości parametru  $C_1$

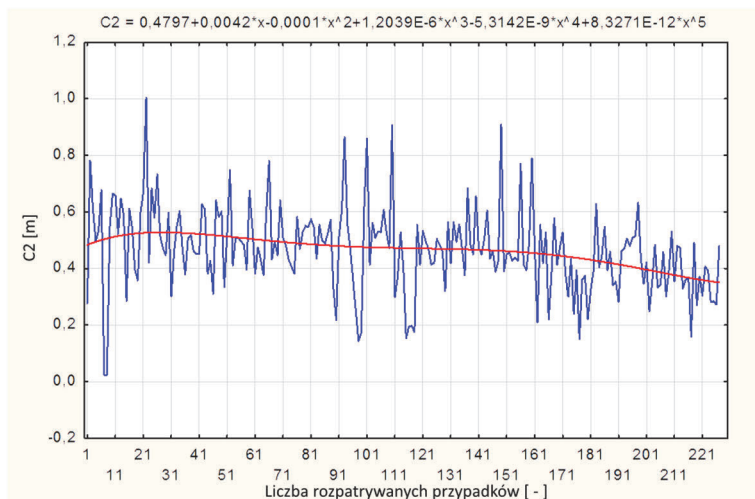
Rysunek 5.8 przedstawia histogram dla wartości parametru  $C_2$ . Rozkład ma charakter rozkładu normalnego. Zaznaczono na nim pojedyncze punkty odstające dla bardzo małych i znacznych rzędu 1 m wartości parametru. Na osi odciętych zaznaczono wartości parametru  $C_2$  w metrach. Na osi rzędnych pogrupowano przedziałami liczebności przypadków w podanych zakresach wartości parametru. Taki charakter prezentacji danej umożliwia szerszy wgląd w jej strukturę ponieważ histogram i rozkład wartości wskazują na inne cechy. Rys. 5.9 przedstawia rozkład wartości parametru  $C_2$ . Wskazuje on na istnienie pojedynczych wartości odstających o wartościach nawet pojedynczych cm i takich dużych wartości odkształceń jak odkształcenia rzędu 1 m. Porównanie wykresów rozkładów takich parametrów będzie podstawą do określenia podstawowej założonej cechy zderzenia jaką jest centralność uderzenia w płaską przeszkodę podczas eksperymentu. Charakter wykresu rys. 5.9 nie zmieni się jeżeli przegrupujemy dane, wciąż będziemy mieli ten sam zbiór wartości bazy. Natomiast do porównań takich wykresów ważne jest zachowanie kolejności danych.



Rys. 5.8. Histogram wartości parametru  $C_2$

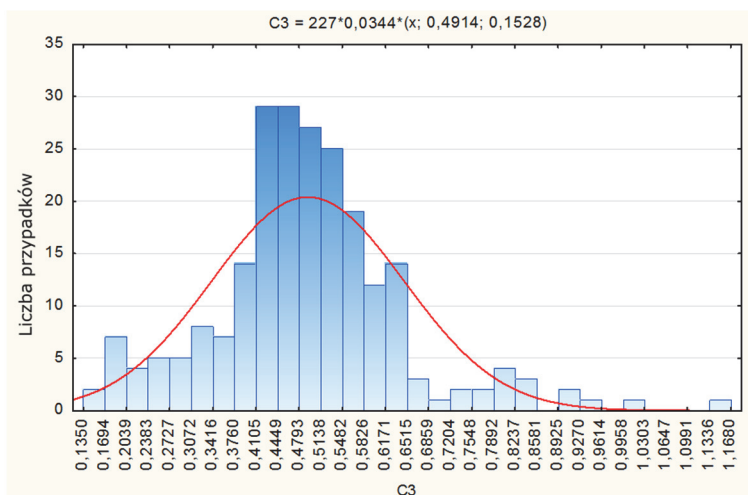
Rysunek 5.10 pokazuje zachowanie się zmiennej  $C_3$  pogrupowanej w bazie danych NHTSA. Na osi odciętych zaznaczono wartości parametru w metrach. Na osi rzędnych zaznaczono pogrupowane przedziałami liczebności przypadków. Rozkład nie ma charakteru rozkładu normalnego. Wykazano na nim istnienie szeregu wartości odstających dla wartości parametru przekraczających 0,7 m.

Wartości parametru są pogrupowane w wąskim zakresie wokół wartości około 0,5 m. Wykres posiada inny charakter niż poprzednio prezentowane dla tej klasy pojazdów.



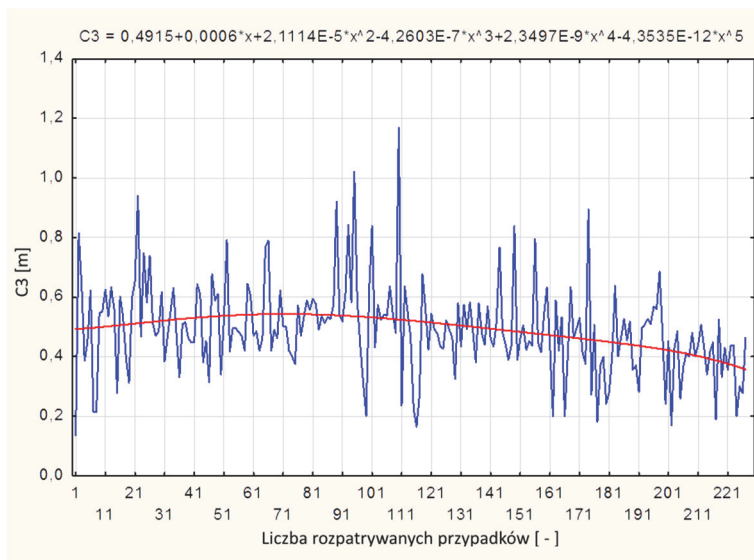
Rys. 5.9. Rozkład wartości parametru  $C_2$

Rysunek 5.10 przedstawia rozkład wartości parametru  $C_3$  dla klasy pojazdów SubCompact. Pokazano na nim liczne punkty odstające. Czerwona linia na wykresie przedstawia wartość średnią dla parametru  $C_3$ . Numer przypadku w bazie jest podany na osi odciętych.

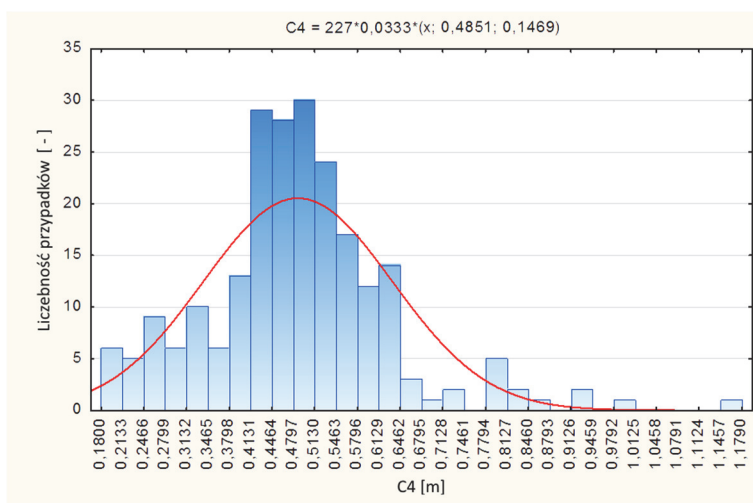


Rys. 5.10. Histogram wartości parametru  $C_3$

Histogram na rys. 5.13 ma podobny charakter jak poprzedni z rys. 5.10. Także na nim jest pokazany szereg punktów odstających o wartościach powyżej 0,7 m. Na rysunku 5.12 i na poprzednim histogramie uwidoczniło się zgrupowanie się danych wokół wartości około 0,5 m. Charakter histogramu odbiega od rozkładu normalnego.

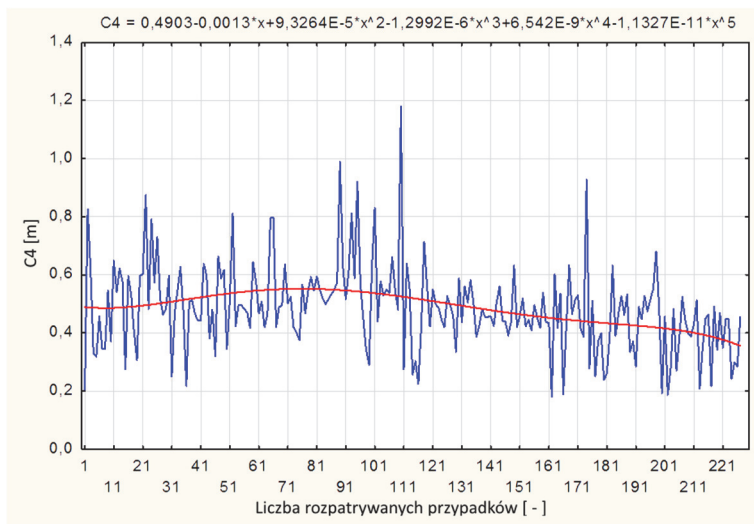


Rys. 5.11. Rozkład wartości parametru  $C_3$



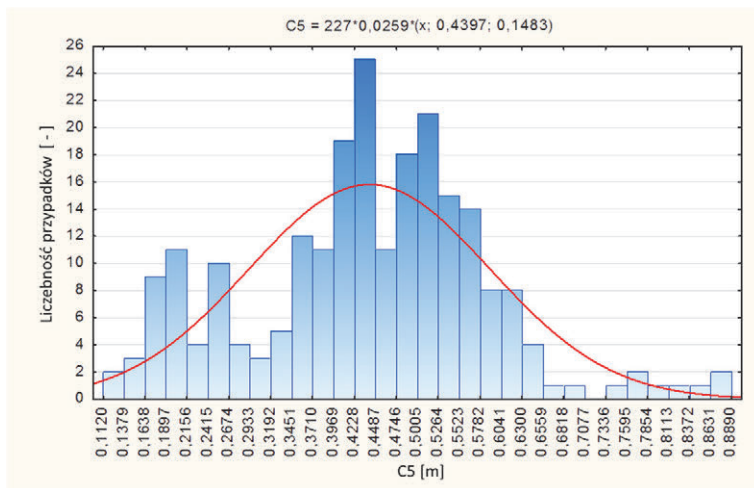
Rys. 5.12. Histogram wartości parametru  $C_4$

Na rysunku 5.13 pokazano szereg wartości odstających dla dużych wartości parametru.



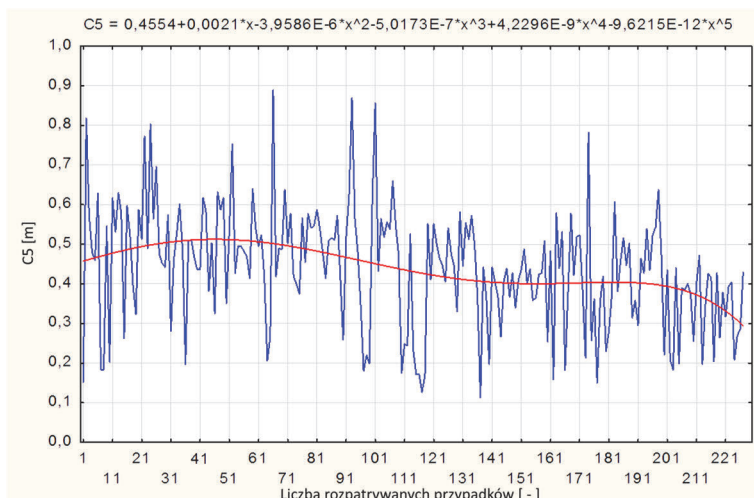
Rys. 5.13. Rozkład wartości parametru  $C_4$

Charakter powyższego histogramu (rys. 5.14) jest zbliżony do rozkładu normalnego, nie jest jednak rozkładem normalnym. Rozkład wartości parametru  $C_5$  na rys. 5.15 nie pokazuje istnienia punktów odstających i potwierdza równomierny rozkład zmiennej wzdłuż numeru przypadku na osi odciętych.



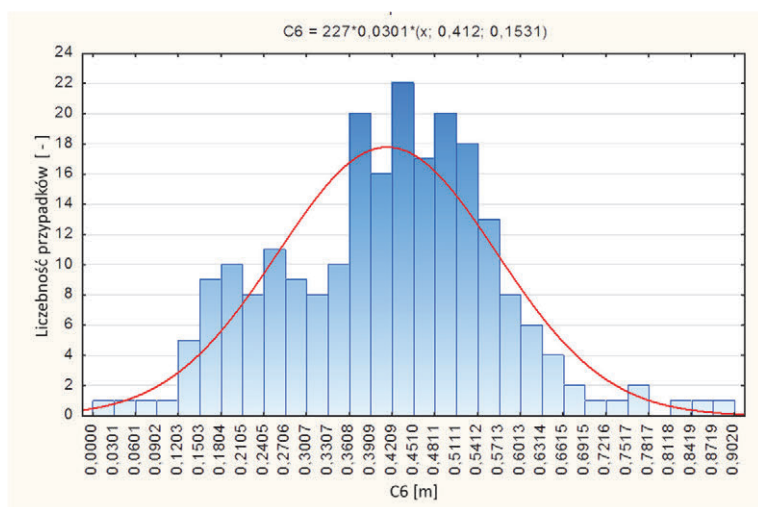
Rys. 5.14. Histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_5$





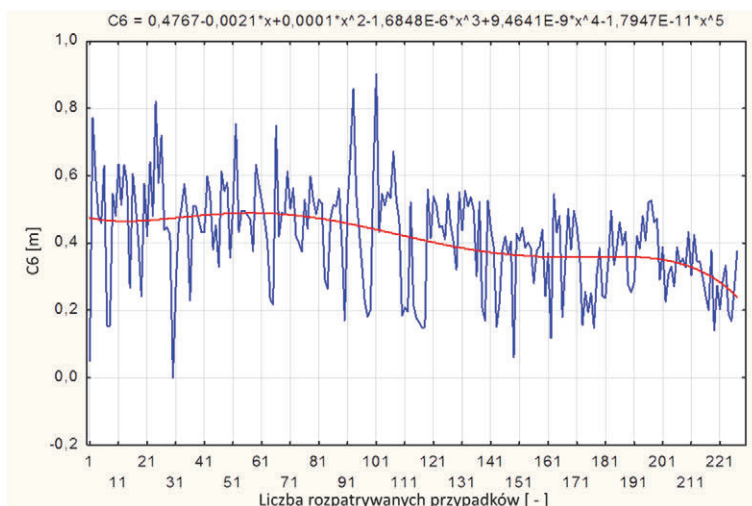
Rys. 5.15. Rozkład wartości parametru  $C_5$

Histogram wartości parametru  $C_6$  (rys. 5.16) nie ma charakteru rozkładu normalnego. Nie pokazują istnienia punktów odstających.

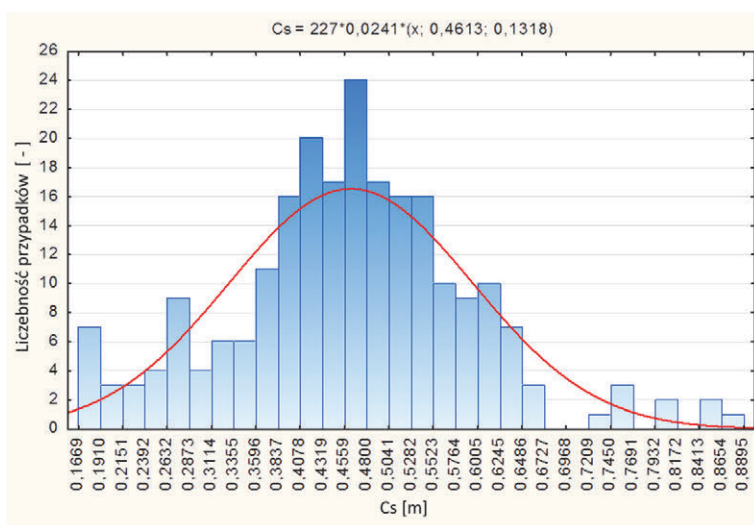


Rys. 5.16. Histogram wartości parametru  $C_6$

Rozkład wartości parametru  $C_6$  – rys. 5.17 pokazuje dobrze określoną średnią zaznaczoną czerwoną linią. Linia ta jest wykresem wielomianu uśredniającego wartości parametru wzdłuż osi odciętych jako numeru przypadku.



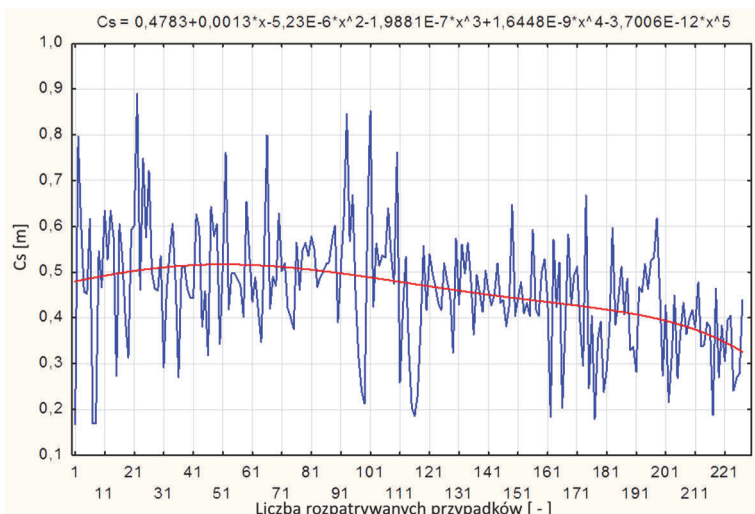
Rys. 5.17. Rozkład wartości parametru  $C_6$



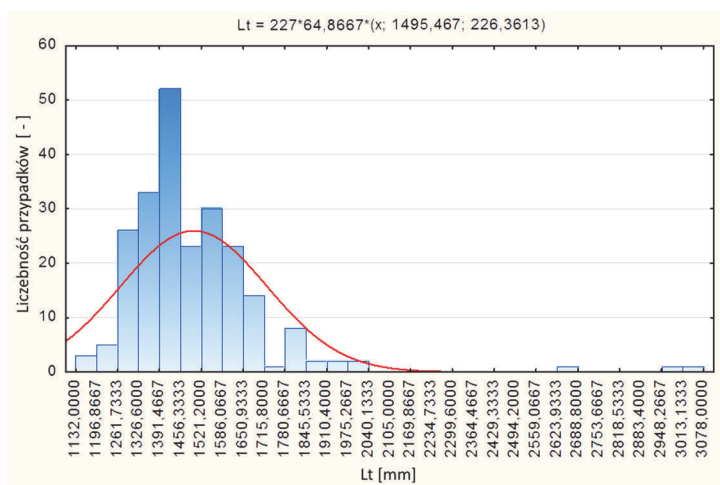
Rys. 5.18. Histogram wartości parametru  $C_s$

Histogram przedstawiony na rys. 5.18 ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Widać na nim kilka przypadków odstających w górnym zakresie wartości danej a także dla jej małych wartości.

Rysunek 5.19 potwierdza wnioski płynące z analizy histogramu wartości tej zmiennej. Rozkład posiada dobrze określoną wartość średnią pokazaną czerwoną linią na wykresie. Jest to wykres dla wielomianu uśredniającego wartości zmiennej dla poszczególnych numerów przypadków pokazanych na osi odciętej.



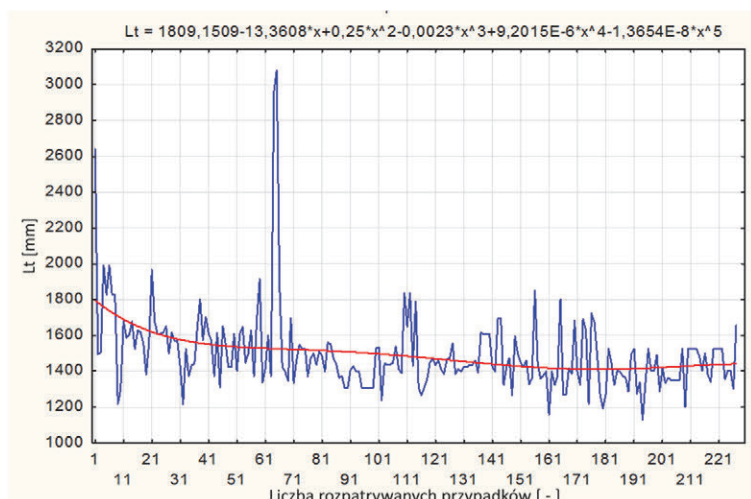
Rys. 5.19. Rozkład wartości parametru  $C_s$



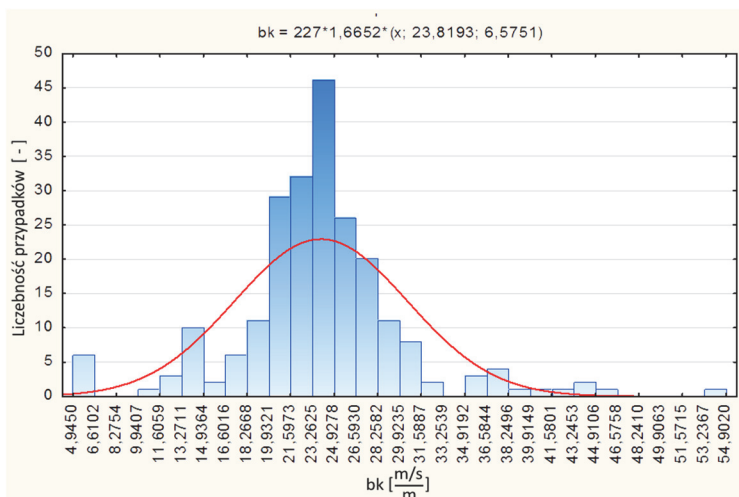
Rys. 5.20. Histogram wartości parametru szerokości zderzeniowej pojazdu  $L_t$

Histogram rys. 5.20 pokazuje, że zmienna pochodzi z rozkładu odbiegającego od rozkładu normalnego, i ze stosunkowo szerokiego zakresu wartości parametru. Na rysunku pokazano przypadki odstające dla szerokości zderzeniowej nawet rzędu 3 m.

Rozkład szerokości pokazuje wartości odstające nawet rzędu 3 m, pozostałe wartości posiadają dobrą określoną średnią wartość i pochodzą z przedziału o znacznej szerokości.



Rys. 5.21. Rozkład wartości parametru  $L_t$

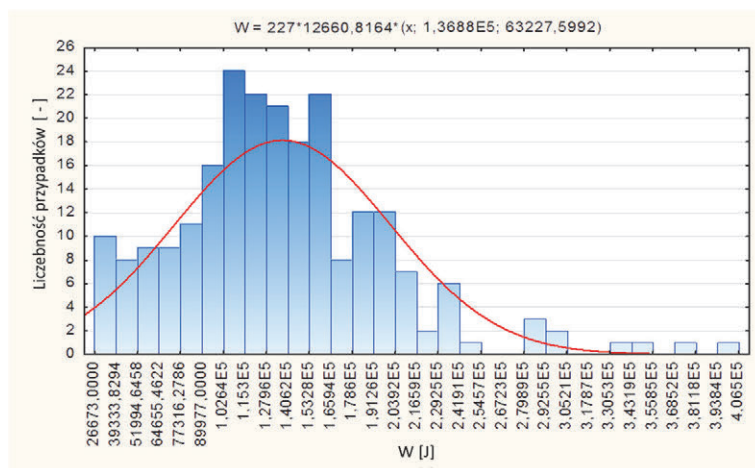


Rys. 5.22. Histogram wartości parametru  $b_k$

Rysunek ten posiada kluczowe znaczenie dla uzasadnienia metody nieliniowej jako metody opracowania danych. Widać na nim, że wartości parametru  $b_k$  pochodzą z szerokiego zakresu wartości i to nawet nie biorąc pod uwagę nielicznych punktów odstających założenie stałej wartości parametru  $b_k$  tak jak to jest przyjmowane w metodzie liniowej jest więc nieuzasadnione. Wiąże się to ze znaczną poprawą dokładności wyznaczenia prędkości pojazdu przed zderzeniem.

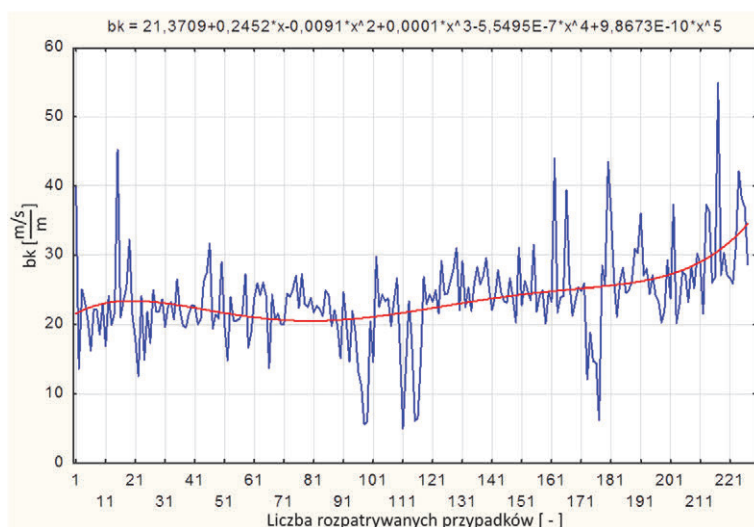
Rysunek 5.23 przedstawia rozkład wartości parametru  $b_k$  nachylenia kluczowej zależności wartości prędkości pojazdu przed zderzeniem od uogólnionego

współczynnika deformacji  $C_s$ . Pokazuje on zakres zmienności parametru  $b_k$ . Na osi odciętych pokazano numer przypadku w bazie. Charakter wykresu nie zmienia się przy przeszerzegowaniu numerów przypadków. Będzie on nadal w innej konfiguracji danych na osi odciętych prezentował te same wartości współczynnika dla danych przypadków.



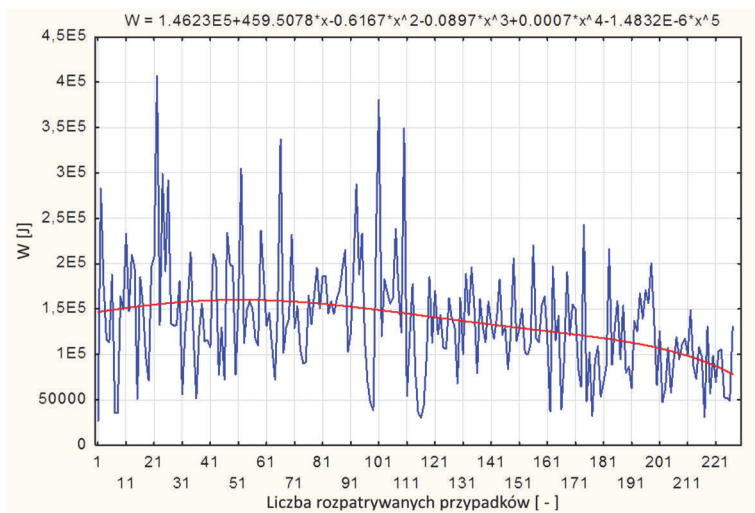
Rys. 5.23. Rozkład wartości parametru  $b_k$

Na rysunku 5.24 pokazano szereg punktów odstających dla dużych wartości parametru przedstawiającym histogram pracy odkształcenia  $W$ .



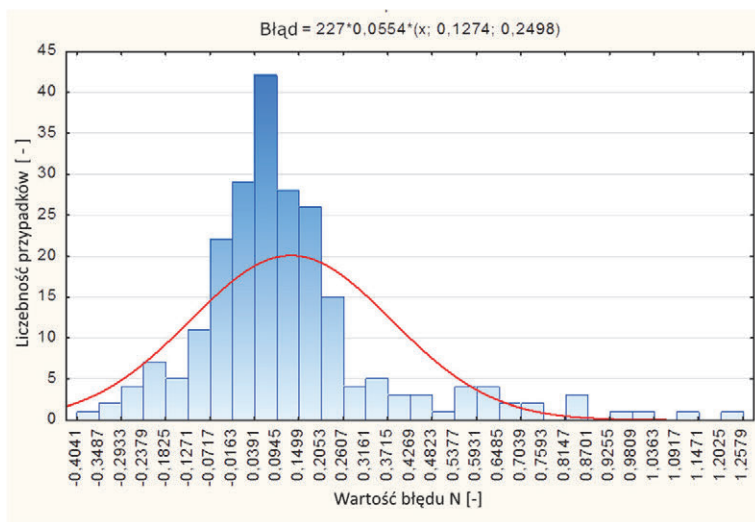
Rys. 5.24. Histogram wartości pracy odkształcenia  $W$

Podany na rys. 5.25 rozkład wartości parametru  $W$  potwierdza analizę przeprowadzoną dla histogramu wartości tego parametru.

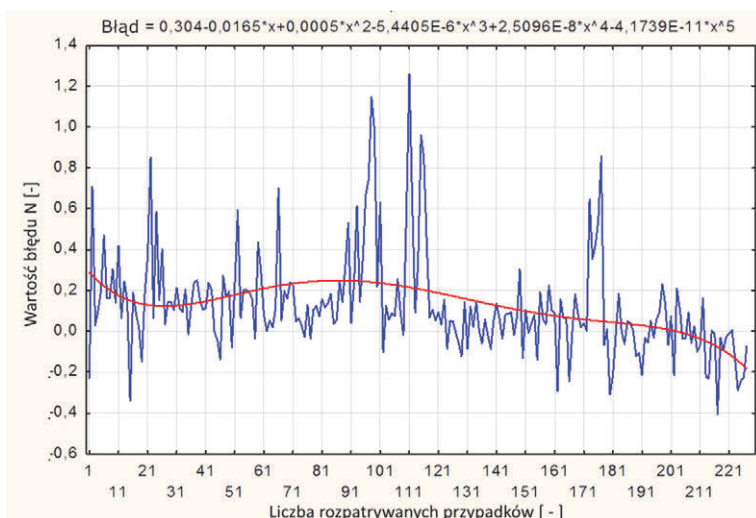


Rys. 5.25. Rozkład wartości pracy deformacji  $W$

Jak pokazuje histogram błędu względnego metody nieliniowej rys. 5.26 błąd ten średnio wynosi około 10%. Jest to wartość kilkukrotnie mniejsza od błędu metody liniowej wynoszącego średnio kilkadziesiąt procent.

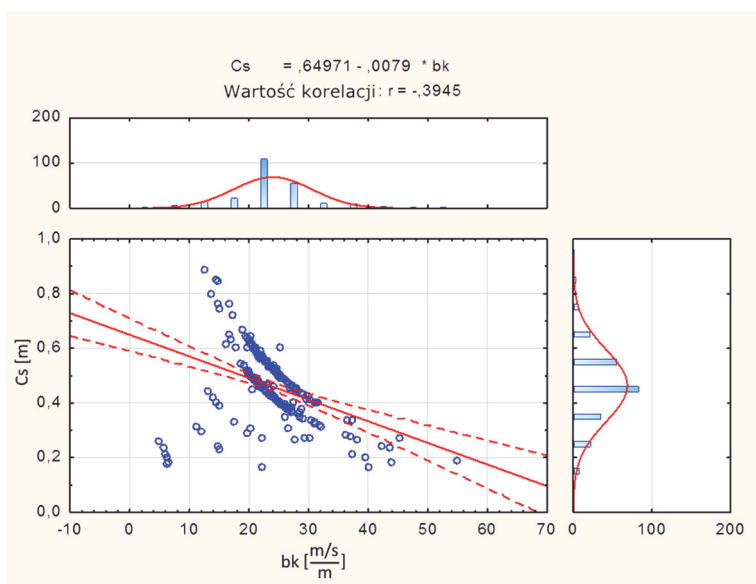


Rys. 5.26. Histogram wartości błędu metody nieliniowej



Rys. 5.27. Rozkład wartości błędu metody nieliniowej

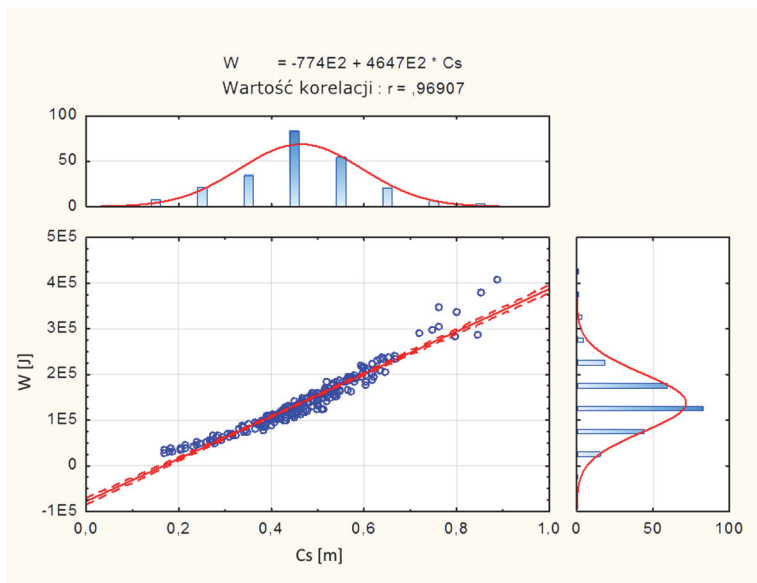
Ułożenie punktów przedstawionych na rys. 5.28 wskazuje na wyraźny rozdział na grupy. Jest to obiektem dalszych rozważań.



Rys. 5.28. Zależność parametru nachylenia  $b_k$  i parametru  $C_s$

Rysunek 5.29 przedstawia nieliniową zależność pomiędzy  $C_s$  a parametrem  $W$  dla klasy SubCompact. Jest to podstawą do przeprowadzenia przedstawionej metody nieliniowej. Na omawianym rysunku w odróżnieniu od analogicznych

zestawień korelacji dla pozostałych klas przedstawiono liniową zależność pomiędzy parametrem  $C_s$ , a parametrem  $W$ . W pozostałych przypadkach klas taka zależność była silnie nieliniowa i była estymowana funkcją wykładniczą. Zależność dla klasy pojazdów SubCompact jest wynikiem małej masy pojazdu. Wpływa to na inny rozkład sztywności pojazdu podczas postępującego wgniecenia. Rozkład takiej sztywności jest bardziej równomierny dając w wyniku powyższą zależność liniową.

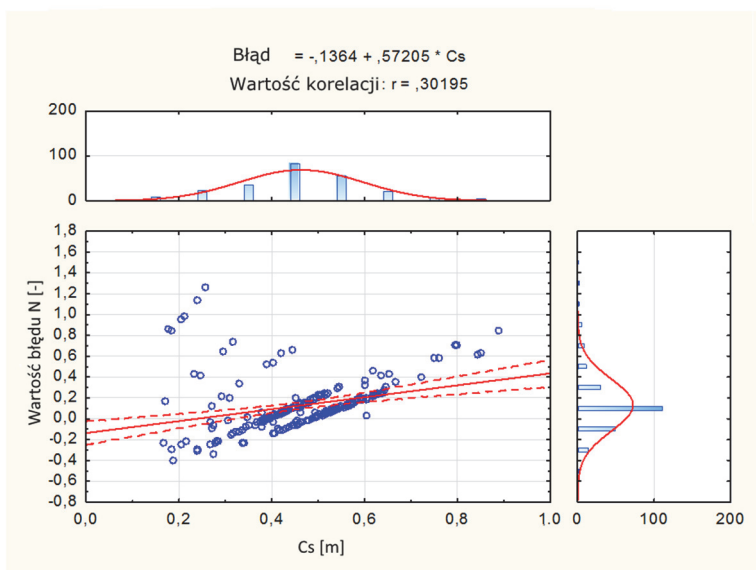


Rys. 5.29. Zależność parametru deformacji  $C_s$  i parametru pracy deformacji  $W$

Rysunek 5.30 pokazuje słabą zależność błędów metody nieliniowej od wartości współczynnika  $C_s$ . Dla metody liniowej zależność ta jest dużo silniejsza przy większych wartościach samego błędu. Wyznaczenie błędów metody jako błędów względnego przy znajomości wartości prędkości pojazdu jest jedyną szacunkową oceną błędów na jaką pozwalają dane zgromadzone w bazie danych NHTSA.

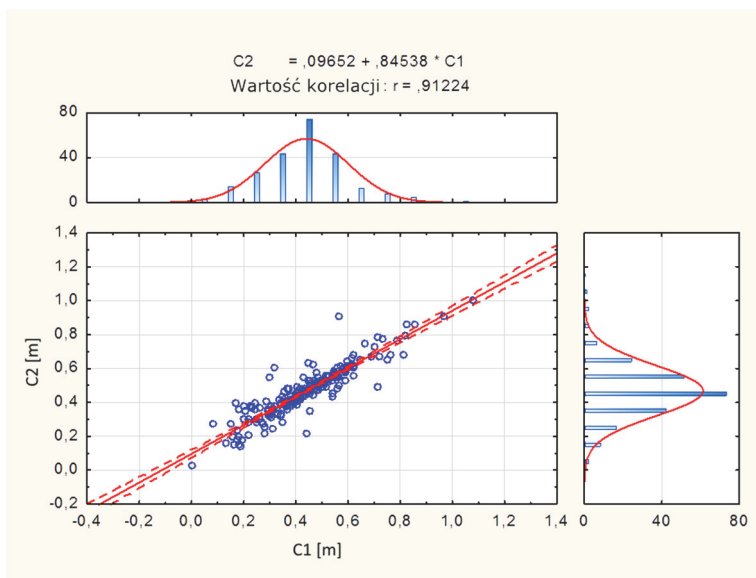
Rysunek 5.31 i następne przedstawiają korelacje pomiędzy parametrami zderzenia  $C_1$  do  $C_6$ , są one istotne, ponieważ na ich podstawie można oszacować asymetrię zderzenia pojazdu. Kolejne parametry  $C_1$  i  $C_4$  względem których liczone są korelacje zostały dobrane tak, że znajdują się odpowiednio z brzozy i blisko osi symetrii pojazdu. Odniesienie do nich korelacji z pozostałymi parametrami rozrzuconymi wzdłuż przedniej części nadwozia pozwala oszacować związki prowadzące do analizy symetrii wgniecenia.



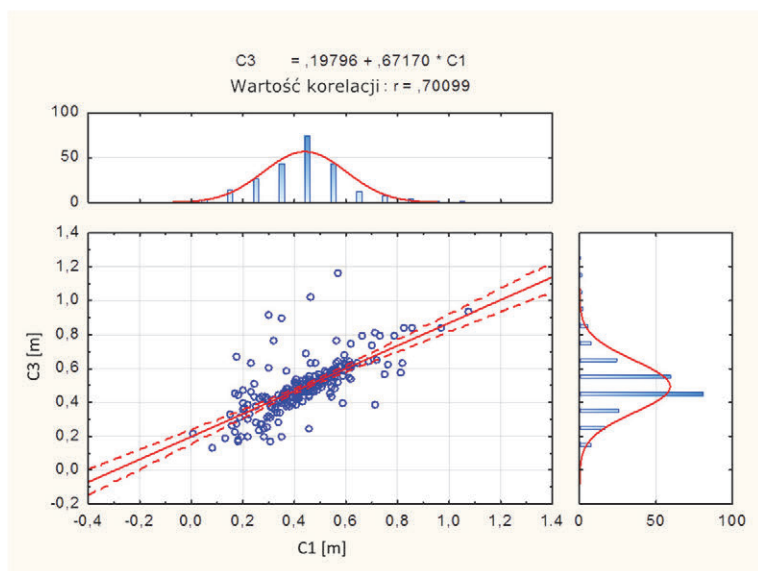


Rys. 5.30. Zależność pomiędzy parametrem  $C_s$  a błędem metody

Rysunek 5.31 przedstawia zmniejszanie się współczynnika korelacji dla zmiennych odpowiadających bardziej odległym punktom na przedniej powierzchni pojazdu.

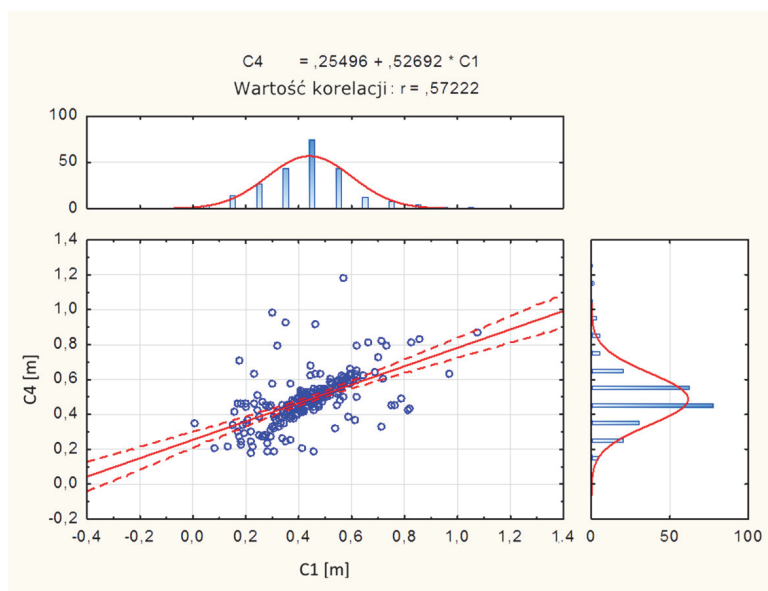


Rys. 5.31. Zależność pomiędzy wartościami parametru  $C_1$  a wartościami parametru  $C_2$



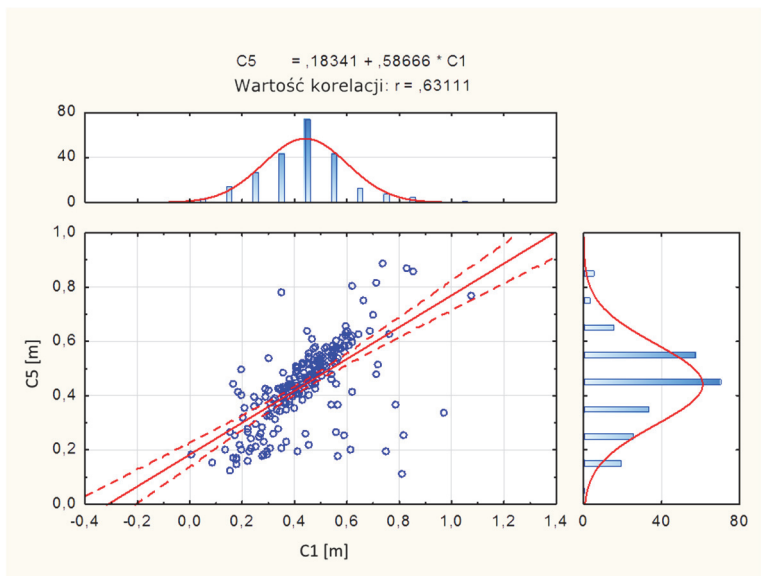
Rys. 5.32. Zależność pomiędzy wartościami parametru  $C_1$  a wartościami parametru  $C_3$

Rysunek 5.33 przedstawia dalsze zmniejszenie współczynnika korelacji dla bardziej odległych punktów  $C_1$  i  $C_4$ .



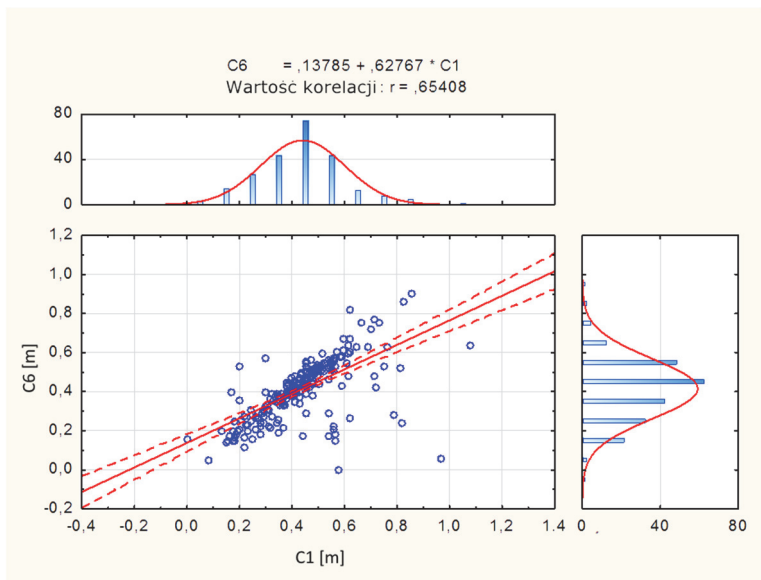
Rys. 5.33. Zależność pomiędzy wartościami parametrów  $C_1$  i  $C_4$

Rysunek 5.34 ilustruje wzrost współczynnika korelacji dla punktów leżących w dużej odległości od siebie ale symetrycznie względem osi pojazdu.



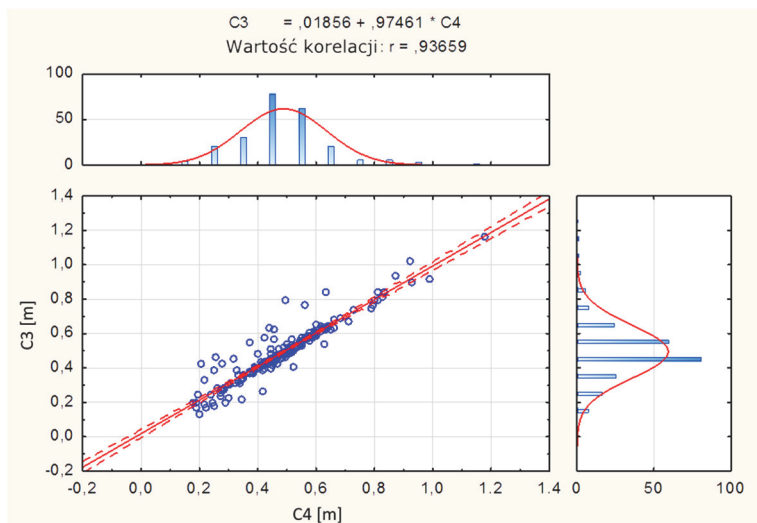
Rys. 5.34. Zależność pomiędzy wartościami współczynników  $C_1$  i  $C_5$

Rysunek 5.35 pokazuje brak pełnej symetrii wgniecenia pojazdu. Punkty pomiarowe  $C_1$  i  $C_6$  znajdują się symetrycznie po obu stronach pojazdu.



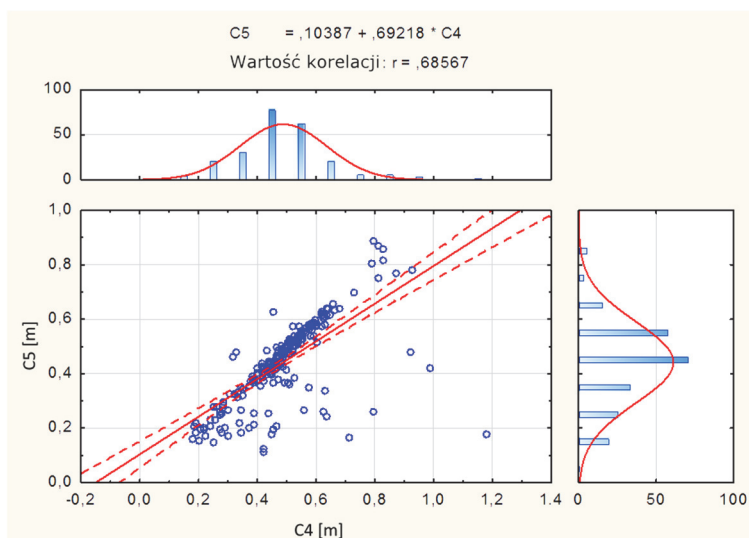
Rys. 5.35. Zależność pomiędzy wartościami parametrów  $C_1$  i  $C_6$

Na rysunku 5.36 można zaobserwować współczynnik korelacji pomiędzy zmiennymi  $C_4$  a  $C_3$  bliski jedynki. Jest to spowodowane faktem, iż są to punkty stosunkowo nieodległe w linii przedniej części nadwozia. Także są to punkty symetrycznie położone względem osi pojazdu.



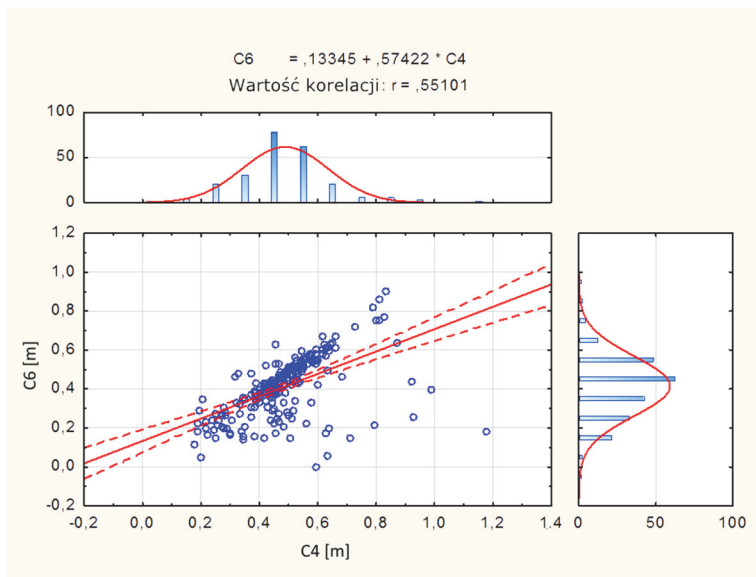
Rys. 5.36. Zależność pomiędzy parametrami zderzeniowymi  $C_4$  i  $C_3$

Rysunek 5.37 przedstawia znaczny spadek wartości współczynnika korelacji dla parametrów odpowiadających punktom leżącym niesymetrycznie względem osi pojazdu.



Rys. 5.37. Zależność pomiędzy parametrami  $C_4$  i  $C_5$

Rysunek 5.38 przedstawia dalszy spadek wartości współczynnika korelacji dla wartości parametrów odpowiadających punktom odległym i położonym niesymetrycznie względem osi pojazdu. Rysunek ten pokazuje także występowanie w danych bazy licznych punktów odstających.



Rys. 5.38. Zależność pomiędzy parametrami  $C_4$  i  $C_6$

## Podsumowanie

Dla klasy SubCompact zakres mas wynosi od ok. 900-1300 kg. Prędkości testowe  $V_t$  są rozłożone, natomiast można wyodrębnić dwa podstawowe piki przy wartościach prędkości ok. 57 km/h i ok. 48 km/h. W obrębie tych pików znajduje się większość przypadków badanej klasy.

Należy zwrócić również uwagę na parametry zderzeniowe  $C_1$ - $C_6$ . Parametr zderzeniowy  $C_1$  przyjmuje wartości od ok. 0,11-0,86 m. Histogram pokazuje, że rozkład parametru  $C_1$  jest zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_2$  przyjmuje wartości od ok. 0,12-0,80 m, rozkład ma charakter również zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_3$  przyjmuje wartości od ok. 0,13-0,82 m, rozkład nie ma charakteru normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_4$  przyjmuje wartości od ok. 0,18-0,70 m. Zwraca uwagę tym, że przyjmuje wartości z mniejszego przedziału długości wgniecenia nadwozia. Parametr

zderzeniowy  $C_5$  przyjmuje wartości od ok. 0,11-0,71 m, rozkład ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_6$  przyjmuje wartości od nienaturalnej wartości 0 m do 0,78 m i ma rozkład zbliżony do rozkładu normalnego. Ta wartość 0 m nie jest możliwa do osiągnięcia przy rozważanych wartościach prędkości zderzeniowej. Wszystkie wartości parametru  $C_6$  pochodzące z obszaru 0 m mają charakter punktów przypadkowego błędu wprowadzania danych. Parametr  $C_s$ , który jest uśrednionym współczynnikiem deformacji nadwozia pojazdu przyjmuje wartości od ok. 0,16-0,67 m i ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Ten parametr został policzony w ten sposób, że jest pewnego rodzaju uśrednieniem, innym niż poprzednio przyjęte parametrów  $C_1$ - $C_6$ . To on właśnie jest wykorzystany w obliczenia przy tworzeniu modelu matematycznego zależność pomiędzy parametrami  $C_s$  i  $V_t$  i odgrywa istotną rolę podczas procesu obliczeniowego.

Parametr szerokości zderzenia  $L_t$  dla klasy SubCompact przyjmuje wartości z przedziału 1262 mm-1845 mm z wyraźnym maksimum w okolicach 1400 mm, ma charakter raczej szerokiego rozkładu wartości i nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr  $b_k$  nachylenia charakterystyki, która jest badana w tworzonego modelu matematycznym przyjmuje raczej szeroki rozkład od wartości ok. 13 m/s/m do 33 m/s/m z wyraźnym maksimum w okolicach 25m/s/m. Parametr  $b_k$  z tak szerokiego zakresu wartości wskazuje na to, że zastosowanie metody nieliniowej jest celowe i przyjmowanie jednej wartości parametru  $V_t$ , jak to ma miejsce w metodzie liniowej nie jest na pewno tutaj wskazane. Parametr  $W$  – pracy zderzenia, ma charakter raczej szerokiego rozkładu od wartości ok.  $2,6 \cdot 10^4$  J do  $2,4 \cdot 10^5$  J, ma charakter szerokiego, stosunkowo równomiernego rozkładu. Błąd metody jest raczej wąski i rozciąga się od -0,13 do 0,26, z maksimum w okolicach 0,08.

Korelacja pomiędzy parametrem  $b_k$  a parametrem  $C_s$  wskazuje kilka wyraźnych grup, które z trudem mogą być przybliżone przy pomocy rozkładu liniowego. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_s$  a parametrem  $W$  posiada wyraźne jedno pasmo, ze stosunkowo dużym współczynnikiem korelacji ok. 0,97. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_s$  a błędem metody posiada kilka wyraźne grupy mieszczące się w zakresie błędu od ok. -0,20 do ok. 0,20, są one symetrycznie położone względem punktu 0. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_2$  jest przybliżona korelacją liniową ze współczynnikiem korelacji ok. 0,91 i wskazuje na dobrą liniową zależność pomiędzy parametrami. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_3$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,70$ , w tym przypadku punkty są

bardziej rozproszone. Jest to spowodowane tym, iż punkty  $C_1$  i  $C_3$  są bardziej oddległe i znajdują się niesymetrycznie względem osi pojazdu. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_4$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,57$ , punkty są wyraźnie rozproszone i można zaobserwować punkty odstające.

Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_5$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,63$ , można zaobserwować punkty odstające a rosnący współczynnik korelacji wskazuje na to, że  $C_1$  i  $C_5$  znajdują się prawie symetrycznie względem osi pojazdu. Ta zależność rośnie do  $r = 0,65$ , dając pasmo punktów prawie w zależności liniowej dla punktów  $C_1$  i  $C_6$ . Następnie zostaną zbadane korelacje dla punktu względnie środkowego jakim jest punkt  $C_4$ . Zależność pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_6$  posiada dobrą liniową zależność ze współczynnikiem korelacji liniowej  $r = 0,94$ . Zależność pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_5$  posiada współczynniki korelacji liniowej  $0,69$ , punkty są bardziej rozproszone i współczynnik korelacji znacznie zmalał.

## 6. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy pojazdów Compact

Dane dla klasy pojazdów Compact były tak jak poprzednio zaczerpnięte z testów zderzeniowych przy określonej prędkości pojazdu przed zderzeniem z nieruchomą przeszkodą. Założono, tak jak dla każdej badanej klasy zderzenie centralne niesprężyste. Klasa Compact posiada odmienny od poprzedniej rozkład mas pojazdów, zaprezentowany na wykresach poniżej. Rozkład jest równomierny i posiada określoną średnią wartość.

W dotychczas stosowanej metodzie liniowej jako metodzie energetycznej założono także, że zderzenia są nieelastyczne. Progiem przy którym zderzenie może być elastyczne przyjęto umownie prędkość 11 km/h czyli około 3,05 m/s. Takie podejście, siłą rzeczy mocno uproszczone, wyznacza liniową zależność wartości energii wytracanej podczas deformacji w procesie zderzenia od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$ .

Zaproponowano nową postać wzoru na uogólniony współczynnik deformacji  $C_{s2}$  wyznaczany ze współczynników  $C_1$ - $C_6$  jako

$$C_{s2} = \sqrt{(C_1 \cdot C_6 + C_2 \cdot C_5 + C_3 \cdot C_4 + C_1^2 + C_2^2 + C_3^2 + C_4^2 + C_5^2 + C_6^2)} \quad (6.1)$$

Taka postać wzoru na  $C_{s2}$  przyczyniła się do ograniczenia wpływu wspomnianych wyżej asymetrii rozkładów współczynników  $C_1$ - $C_6$ . Ważnym czynnikiem takiego nowego sposobu opisu jest jednak jego porównanie metodą regresji liniowej z poprzednim liniowym modelem  $C_s$ .

Podstawą takiego podejścia jest analiza wykresów zależności pracy deformacji od współczynnika  $C_s$  a także analiza zależności pomiędzy współczynnikami deformacji  $C_1$  do  $C_6$  dla konkretnego przypadku zderzenia. Okazuje się, jak pokazują prezentowane w pracy wykresy, że zależność pracy deformacji  $W$  od współczynnika deformacji  $C_s$  jest silnie nieliniowa. Jest to związane z faktem iż pojazd podczas zderzenia stopniowo wytraca swoją sztywność ponieważ kolejne elementy umocnień przodu karoserii zostają przełamane i praktycznie dalej ulega odkształceniu sama kabina samochodu. Na pokonanie tej samej drogi deformacji w dalszych fazach zderzenia wytracana jest coraz mniejsza praca  $W$ . Stąd nachylenie krzywej zależności pracy  $W$  od współczynnika  $C_s$  maleje.

Uzyskany współczynnik korelacji przy porównaniu danych z bazy wynosi praktycznie  $r = 1$ , co potwierdza pełną stosowalność modelu obliczeniowego.



Obecnie można tę zależność (nieliniową metodę wyznaczenia współczynnika nachylenia  $b_k$  od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$ ) poprzeć jeszcze jednym dowodem. Ma on znaczenie praktyczne ponieważ założono, że w trakcie dalszych badań powstanie blok elektroniki oparty na dalmierzu laserowym, który po wprowadzeniu danych jako współczynników deformacji  $C_1$ - $C_6$  a także parametrów w postaci modelu samochodu obliczy z nich prędkość pojazdu przed zderzeniem  $V_t$ .

Z pewnością poszczególne etapy obliczeń pośrednich w metodzie nieliniowej nie znalazłyby w takiej realizacji zastosowania. Zatem konieczne jest obliczanie pracy deformacji  $W$  bezpośrednio z uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$ . Takie ujęcie problemu jest możliwe, a jednocześnie potwierdza ono nieliniowość zachowania się zależności pracy  $W$  od współczynnika  $C_{s2}$ .

Tę podstawową dla przyjętego modelu zależność interpretuje się w taki sposób, iż zakłada się, że zachodzi zmniejszanie się nachylenia  $W = W(C_{s2})$  ponieważ po dokonaniu się głębokiej deformacji nadwozia maleje jego sztywność – wszystkie elementy umocnień zostały zerwane przy mniejszych wartościach współczynnika  $C_{s2}$ . Stąd dalsze wgniecenie daje praktycznie pomijalny wzrost pracy odkształcenia  $W$ .

Zależność ta jest silna i jednoznaczna w całym zakresie wartości  $C_{s2}$ . W dostępnej literaturze przedmiotu znaleziono wykresy malejącej sztywności podczas kolejnych faz zderzenia pojazdu. Mimo to dotąd nie zaprezentowano metod nieliniowych jako odzwierciedlenia tego wielokrotnie prezentowanego faktu. Wydawało się że bardzo zła dokładność wyznaczenia z metod energetycznych prędkości pojazdu przed zderzeniem jest nie do pokonania. Tymczasem zastosowanie metody nieliniowej otwiera możliwość poprawienia tej dokładności wielokrotnie, dając jednocześnie o wiele pełniejszy fizycznie obraz samego procesu deformacji. Przez ujęcie nieliniowe zmniejszono błąd wyznaczenia prędkości przed zderzeniem z często spotykanej wartości rzędu 30% do około 6-8%.

Na podstawie przeprowadzonych rozważań uznano, że funkcją najbardziej przybliżającą rozpatrywane przypadki dla omawianej klasy jest funkcja drugiego stopnia. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów wykreślono zależność wielkości średniej deformacji  $C_s$  od masy pojazdu  $m$  i jego prędkości  $V_t$ . Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na przedstawienie tej funkcji w następującej postaci:

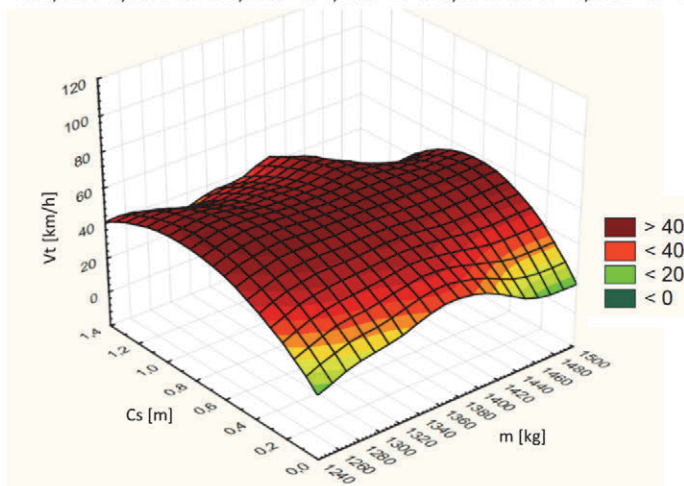
$$\text{Model: } V_t = A_{1C} + B_{1C} \cdot m + C_{1C} \cdot C_s + D_{1C} \cdot m^2 + E_{1C} \cdot m \cdot C_s + F_{1C} \cdot C_s^2 \quad (6.2)$$

Wartości parametrów zastosowanych w zależności 6.2 przedstawiono w tabeli 6.1. Graficzna interpretacja powyższej zależności przedstawiona na rys. 6.1 potwierdza nieliniowy charakter funkcji  $C_s(V_t)$ .

Tabela 6.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia

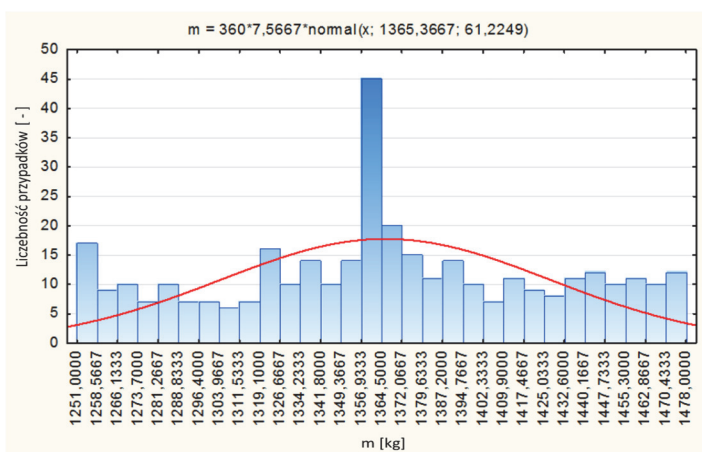
Współczynnik kierunkowy	Wartość współczynnika
$A_{1C}$	-582,8266
$B_{1C}$	0,8869
$C_{1C}$	118,4245
$D_{1C}$	-0,0003
$E_{1C}$	-0,0344
$F_{1C}$	-48,4481

$$V_t = -582,8266 + 0,8869 * m + 118,4245 * C_s - 0,0003 * m * m - 0,0344 * m * C_s - 48,4481 * C_s * C_s$$



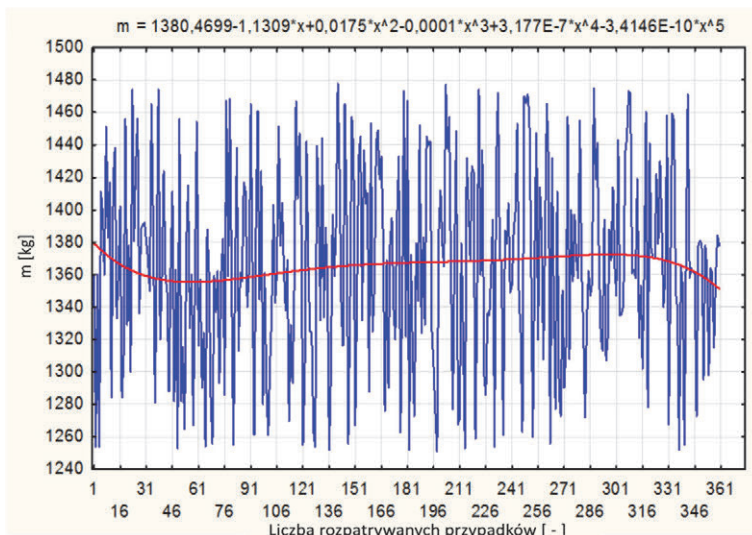
Rys. 6.1. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia

Rysunek 6.2 przedstawia histogram mas pojazdów dla opisywanej klasy.



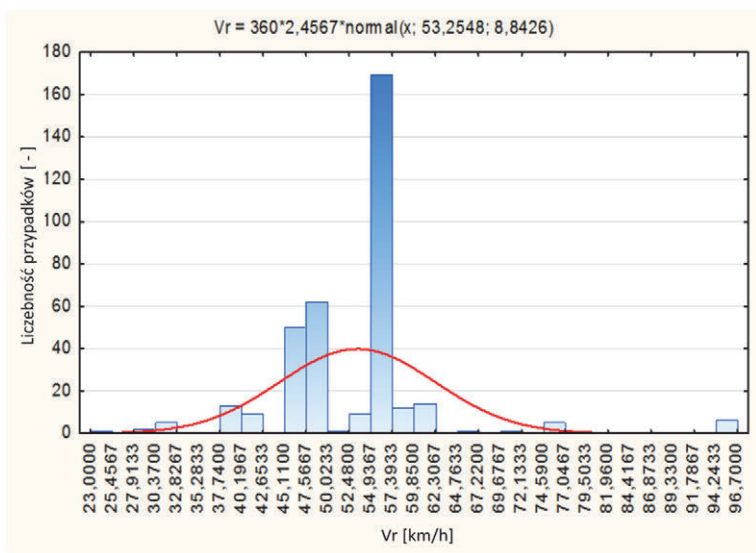
Rys. 6.2. Histogram wartości mas pojazdów

Podobnie jak dla pojazdów klasy Mini na rys. 6.2 i 6.3 wykreślono rozkłady mas pojazdów. Wyraźnie widać, że masy układają się w węższym paśmie odchyleń od określonej wartości średniej.



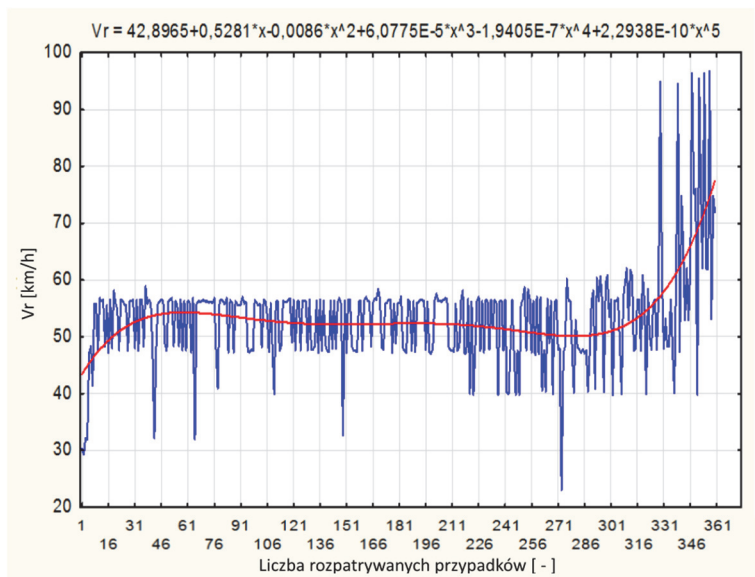
Rys. 6.3. Rozkład wartości mas pojazdów

Rysunek 6.4 przedstawia histogram wartości prędkości testowych pojazdów dla klasy Compact. Pokazuje on wąskie pasma prędkości.

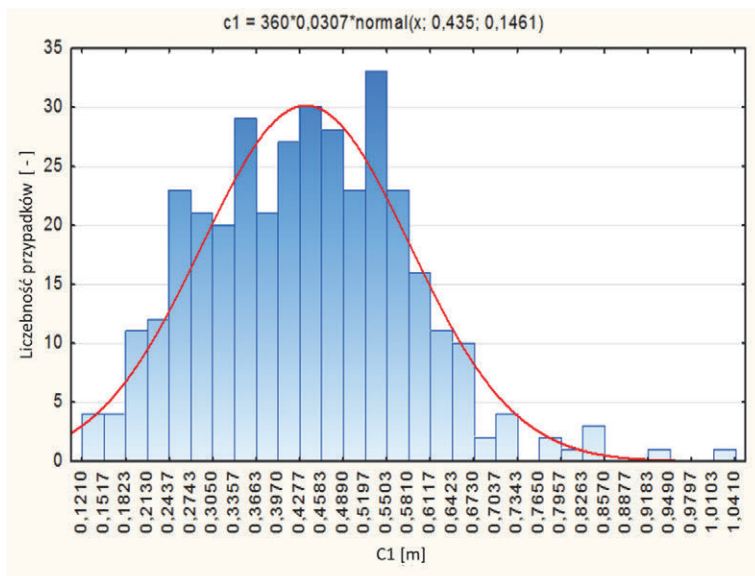


Rys. 6.4. Histogram wartości prędkości testowych pojazdów

Na dalszych rysunkach pokazano histogramy i wykresy wartości parametrów zderzeniowych  $C_1$  do  $C_6$ . Widać na tych rysunkach sporą liczbę punktów odstających i tendencję do zbliżania się rozkładów do rozkładu normalnego w miarę zbliżania się punktów w kierunku osi pojazdu.

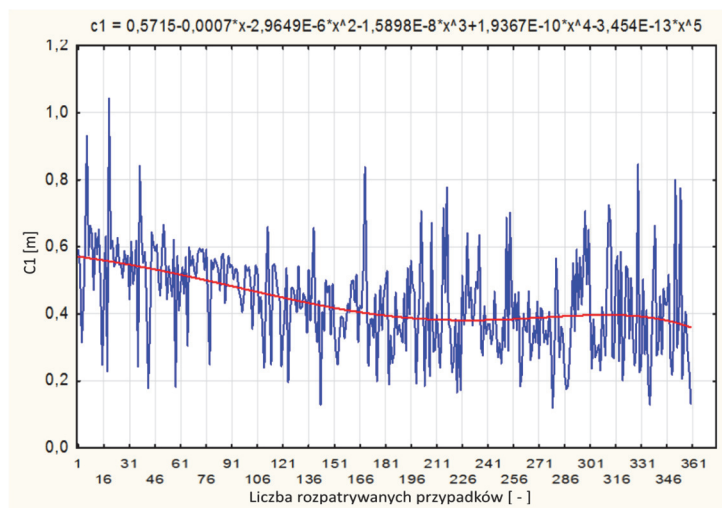


Rys. 6.5. Rozkład wartości prędkości testowych



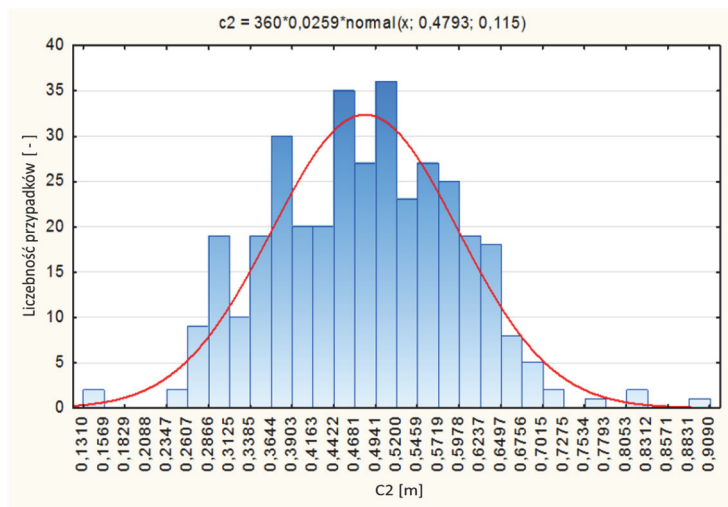
Rys. 6.6. Histogram wartości parametru deformacji  $C_1$

Rysunek 6.7 przedstawia rozkład wartości parametru zderzeniowego  $C_1$ . Na rysunku przedstawione są liczne punkty odstające i znaczny zakres wartości parametru.



Rys. 6.7. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_1$

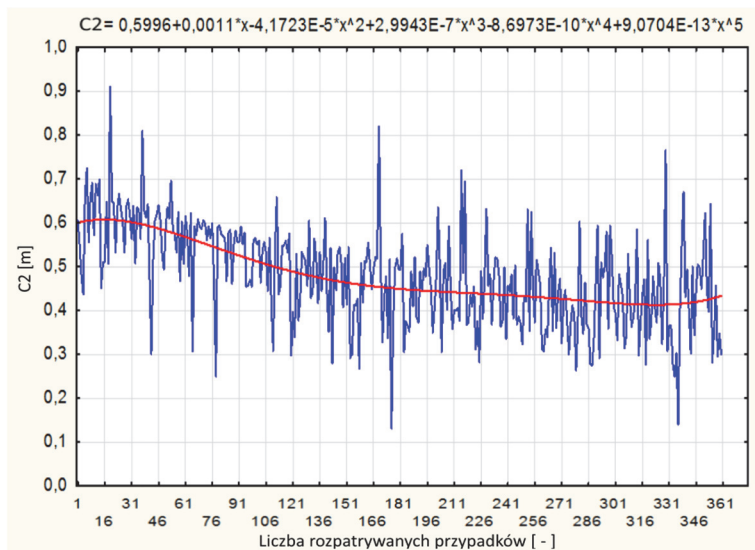
Rysunek 6.8 przedstawia histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_2$ . Zaznaczono na nim punkty odstające o wartościach nienależących do głównego bloku danych. Charakter rozkładu jest jednak bardziej zbliżony do normalnego w porównaniu z rys. 6.6.



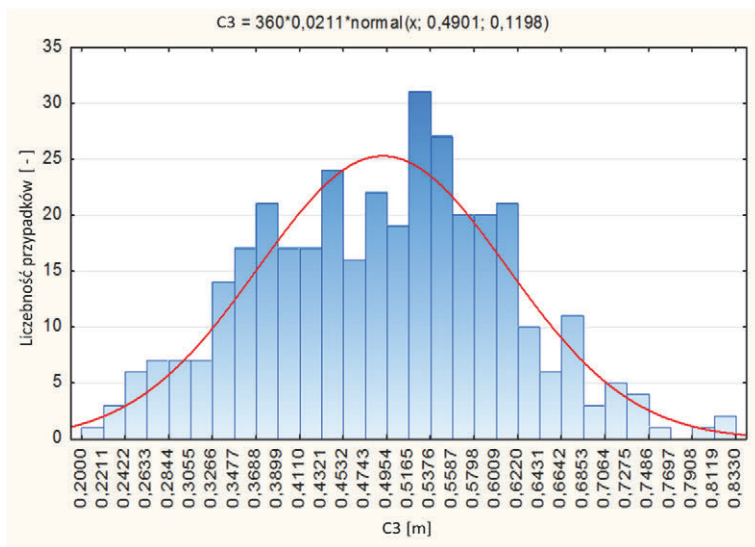
Rys. 6.8. Histogram wartości parametru deformacji  $C_2$

Rysunek 6.9 przedstawia rozkład wartości parametru zderzeniowego  $C_2$ . Prezentuje on główny blok danych i stosunkowo dobrze określoną średnią.

Rysunek 6.10 przedstawia histogram wartości parametru  $C_3$ . Rozkład jest zbliżony do normalnego. Punkt pomiaru wartości deformacji  $C_3$  leży blisko osi pojazdu.



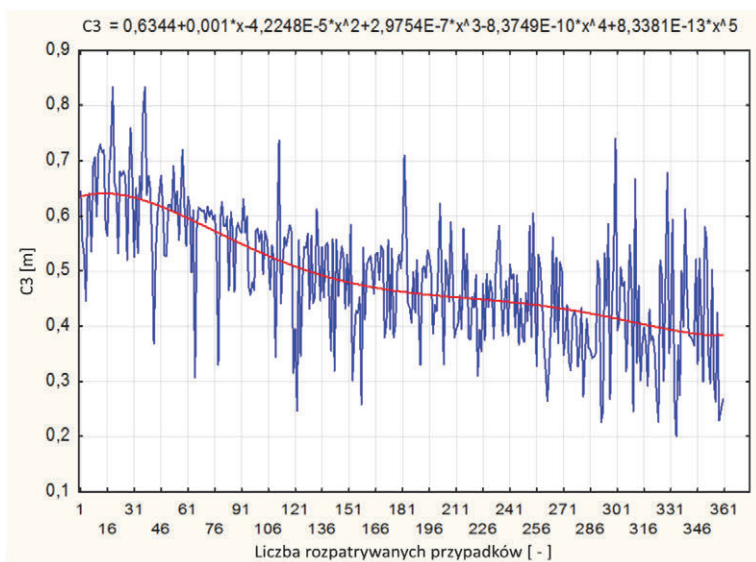
Rys. 6.9. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_2$



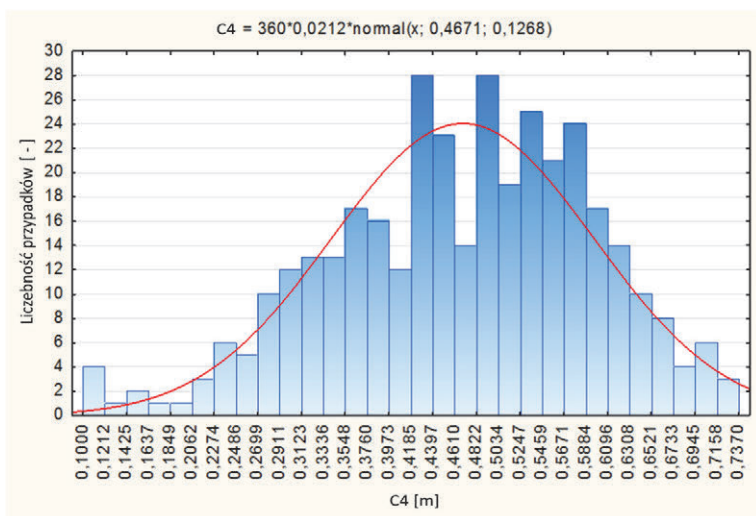
Rys. 6.10. Histogram wartości parametru deformacji  $C_3$

Rysunek 6.11 przedstawia rozkład wartości parametru zderzeniowego  $C_3$  w funkcji numeru przypadku w bazie. Analizując wykres zwraca uwagę stosunkowo niewielką szerokość rozkładu.

Rysunek 6.12 przedstawia histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_4$ . Punkt pomiaru deformacji nadwozia  $C_4$  znajduje się niedaleko osi pojazdu. Rozkład wartości jest zbliżony do normalnego. Posiada on niewiele punktów odstających.



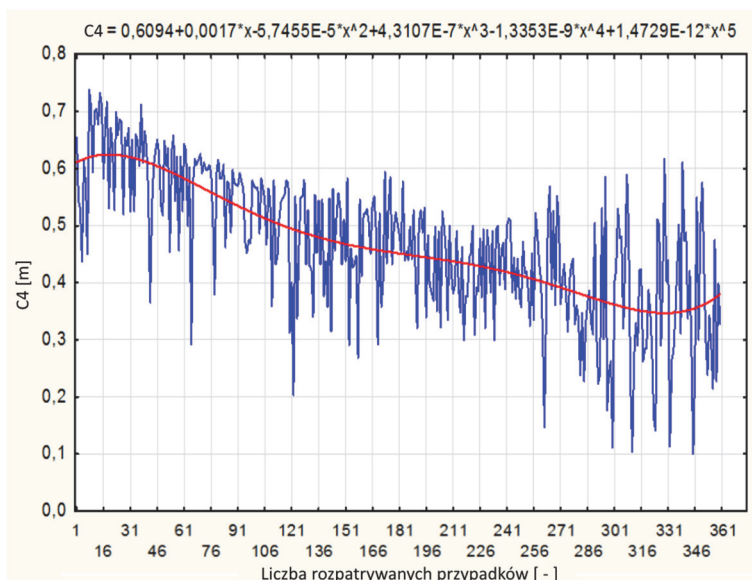
Rys. 6.11. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_3$



Rys. 6.12. Histogram wartości parametru deformacji  $C_4$

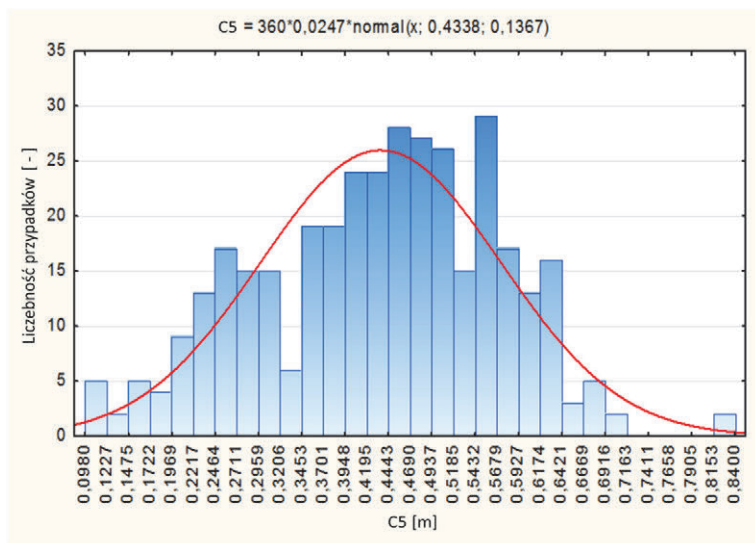


Na rysunku 6.13 zwraca uwagę stosunkowo wąskie pasmo wartości parametru i dobrze określona wartość średnia rozkładu.



Rys. 6.13. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_4$

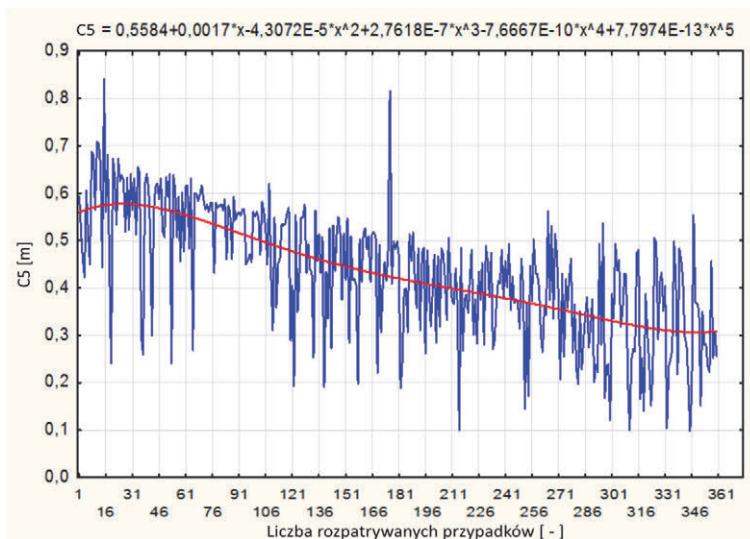
Na rysunku 6.14 pokazano histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_5$ . Histogram ten nie ma charakteru rozkładu normalnego. Zwraca uwagę znaczna ilość punktów odstających.



Rys. 6.14. Histogram wartości parametru deformacji  $C_5$



Na rysunku 6.15 przedstawiono rozkład wartości parametru zderzeniowego  $C_5$ . Pomimo występowania punktów odstających widać, że średnia jest dobrze określona.



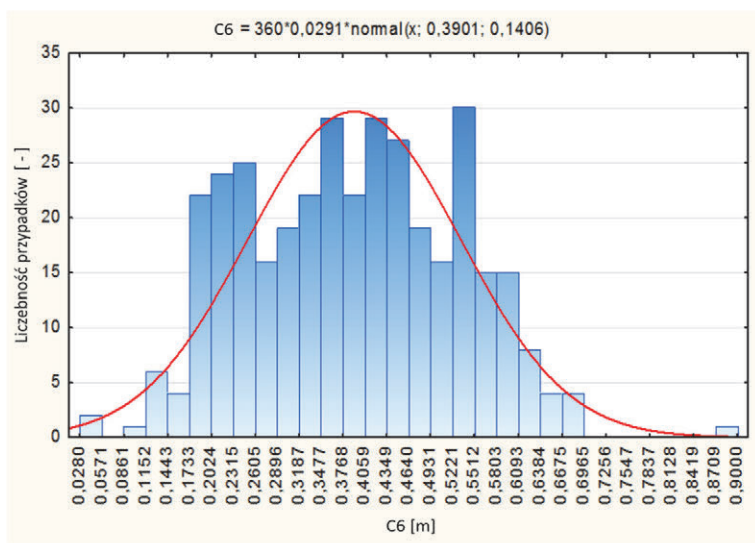
Rys. 6.15. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_5$

Rysunek 6.16 przedstawia histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_6$ . Rozkład znacznie odbiega od rozkładu normalnego. Istnieje niewiele punktów odstających.

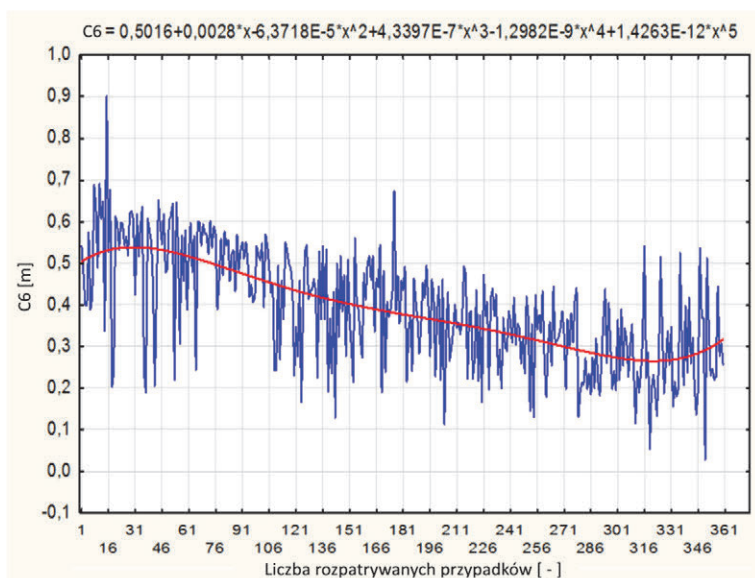
Podobnie jak w przypadku innych klas pojazdów na rys. 6.6 do 6.17 zostały zaprezentowane histogramy i rozkłady parametrów  $C_1$  do  $C_6$ . Na rozkładach danych widać węższy zakres zmienności danych, wpłynęła na to odmienna konstrukcja pojazdu. Zakres zmienności mas pojazdów pokazuje, że są one lżejsze i ulegają deformacji z mniejszym rozrzutem parametrów zderzeniowych.

Taka sytuacja wpływa też na bardziej równomierny rozkład parametru zderzeniowego  $C_{s2}$ . Jest on uogólnieniem parametrów  $C_1$  do  $C_6$  i służy w dalszej kolejności do obliczenia pracy deformacji  $W$ .

Czerwona linia na wykresach histogramów wskazuje na przybliżenie konfiguracji rozkładem normalnym a czerwona linia na wykresach rozkładów danych w funkcji przypadków jest wykresem wielomianu piątego stopnia uśredniającego dany rozkład.

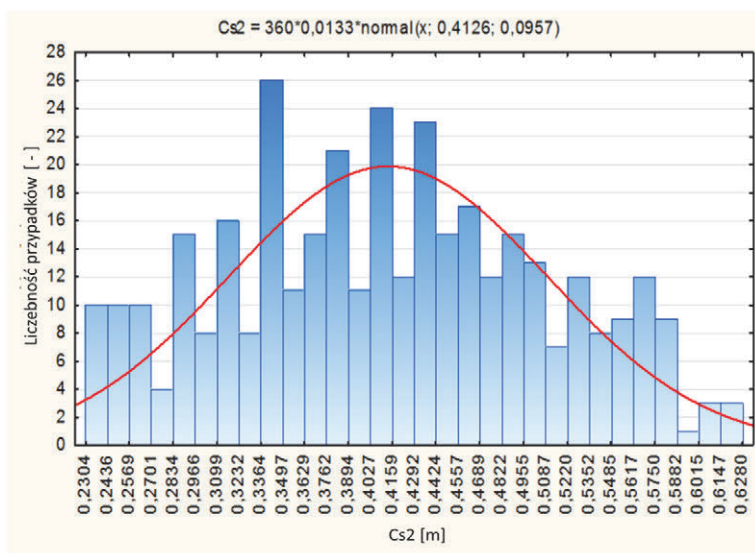


Rys. 6.16. Histogram wartości parametru deformacji  $C_6$



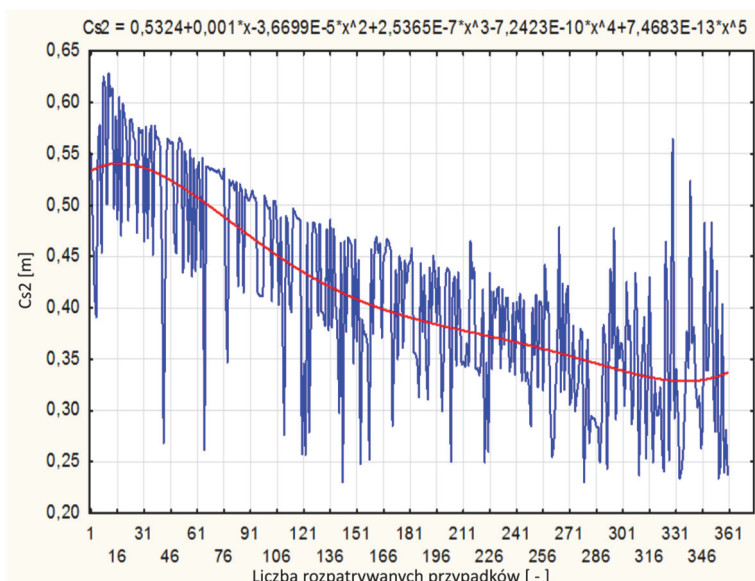
Rys. 6.17. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_6$

Rysunek 6.18 przedstawia histogram wartości parametru uogólnionego parametru zderzeniowego  $C_{s2}$  obliczanego według zaproponowanej formuły. Rozkład nie ma charakteru normalnego. Jednak nowa postać formuły obliczeniowej zdecydowała, że pomimo istnienia wielu punktów odstających dla parametrów  $C_1$  do  $C_6$  nie są widoczne takie punkty.



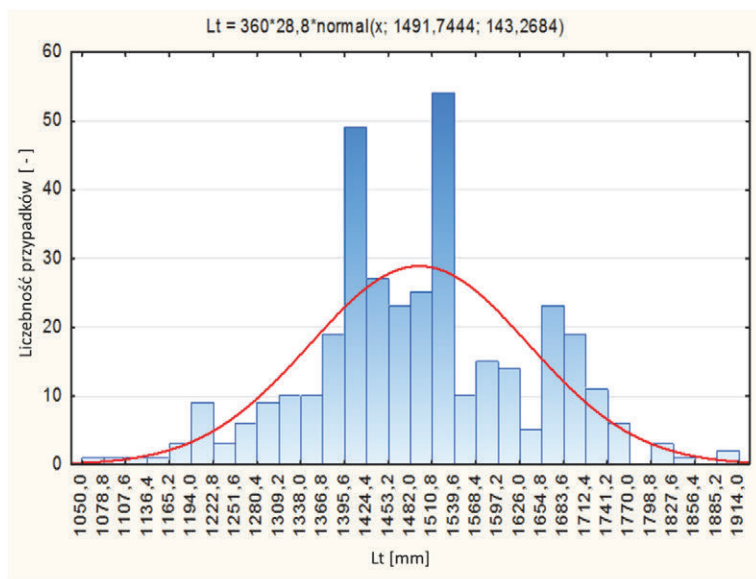
Rys. 6.18. Histogram wartości parametru deformacji  $C_{s2}$

Parametr uogólnionej deformacji  $C_{s2}$  posiada zakres wartości pomiędzy 0,23 a 0,63 m, jest to zakres węższy niż dla poprzedniej klasy. Na rys. 6.19 pokazano jednak stały trend wzdłuż numerów przypadków. Można przyjąć, że dla potrzeb tworzenia modelu matematycznego zderzeniom w laboratorium powinny być poddawane pojazdy jednego modelu przy dość szerokim widmie prędkości pojazdów.



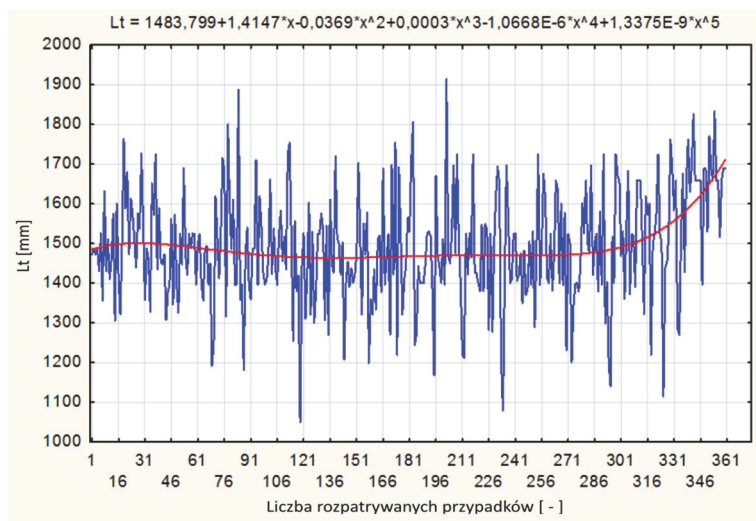
Rys. 6.19. Rozkład wartości parametru deformacji  $C_{s2}$

Rysunek 6.20 przedstawia histogram wartości szerokości zderzeniowej pojazdów klasy Compact. Na wykresie są widoczne punkty odstające w postaci chociażby pojazdów o szerokości około 1 m.



Rys. 6.20. Histogram wartości szerokości strefy wgniecenia  $L_t$

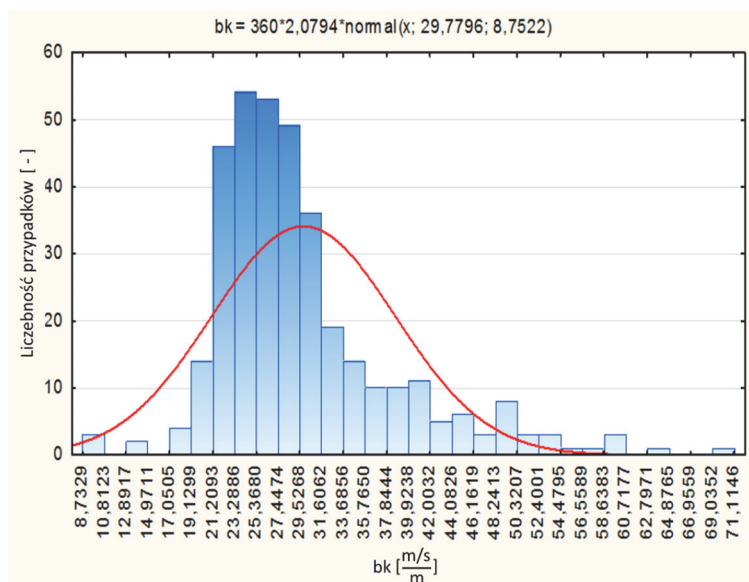
Rysunki 6.20 i 6.21 prezentują odpowiednio histogram i rozkład według numerów przypadków wartości szerokości zderzeniowej pojazdu  $L_t$ .



Rys. 6.21. Rozkład wartości szerokości strefy wgniecenia  $L_t$

Histogram i wykres zawierają punkty odstające i dwa wyszczególnione piki danych. Jednak na rysunku rozkładu danych można zauważyć, że są to pojedyncze niemieszczące się w zakresie typowych wartości przypadki. Jest trudne do przyjęcia, że wartości parametru  $L_t$  przekraczają 1,9 m oraz są mniejsze od 1,1 m. Prawdopodobnie wiele z przypadków przedstawionych w bazie posiada takie odchylenia od wartości rzeczywistych. Niestety na podstawie przedstawionych danych poza oczywistymi trudno uchwycić granicę takich niedokładności.

Rysunek 6.22 przedstawia histogram wartości współczynnika nachylenia  $b_k$ . Ten i analogiczne rysunki są kluczowe dla zrozumienia znaczenia metody nieliniowej modelowania matematycznego. Pomijając widoczne punkty odstające dla bardzo małych i bardzo dużych wartości współczynnika  $b_k$  z pewnością nie można obronić tezy o jego stałej wartości co jest podstawą obliczeń w metodzie liniowej. To nieliniowy opis zmiennego współczynnika  $b_k$  w funkcji współczynnika  $C_{s2}$  i masy pojazdu stanowi istotę metody nieliniowej. Stąd wynika znaczna poprawa dokładności opisu danych w tej metodzie. Ta nieliniowa zależność przenosi się także na proponowany nieliniowy opis zależności pracy deformacji  $W$  od współczynnika  $C_{s2}$ . Metoda taka może znaleźć dalsze implikacje i zastosowania.

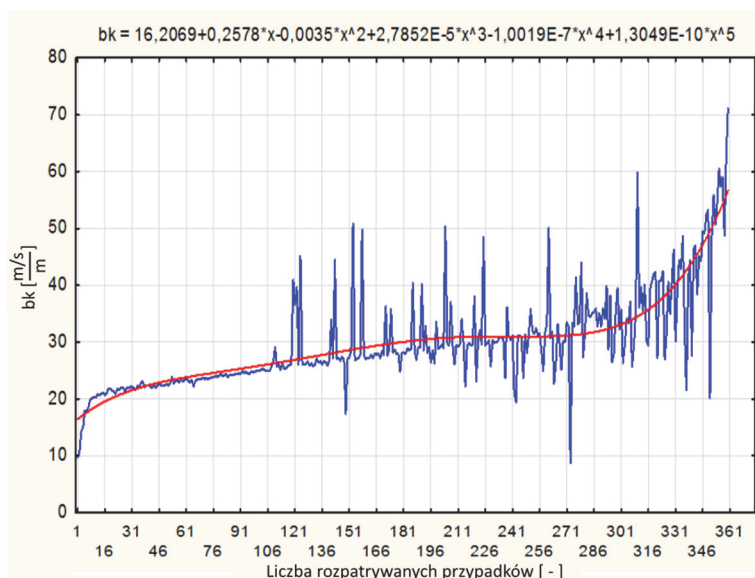


Rys. 6.22. Histogram wartości parametru  $b_k$

Na rysunkach 6.22 i 6.23 pokazano histogram i rozkład wartości parametru  $b_k$  nachylenia zależności prędkości pojazdu od parametru  $C_{s2}$  dla pojazdów klasy Compact. Rysunki te w pełni uzasadniają zastosowaną metodę nieliniowego opisu

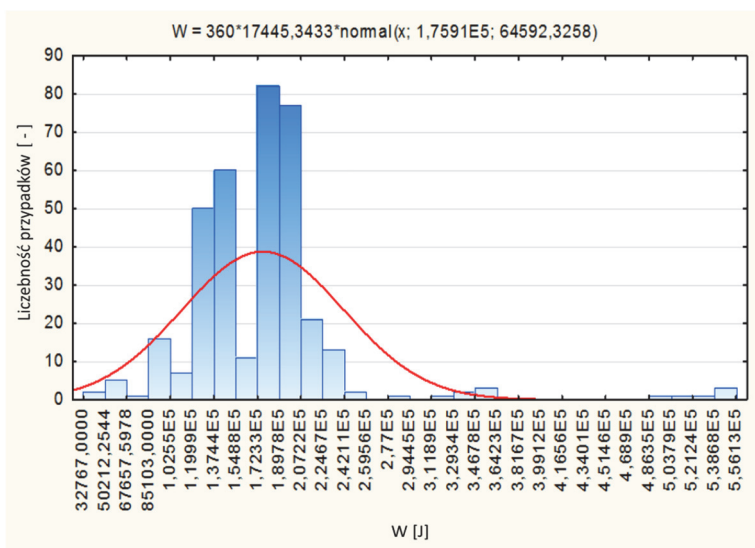
danych. Wartości parametru  $b_k$  nie są stałe jak w metodzie liniowej gdzie przyjmuje się dla każdego przypadku wartość 27 m/s/m.

Widać, że wartości poza odstającymi układają się w wąskim zakresie, w przedziale ok. 25 do 30 m/s/m. Czerwona linia na rys. 6.23 pomimo uśredniania przebiega w pewnym przedziale wartości  $b_k$ . Ta różnica pomiędzy prostą o stałym nachyleniu dla metody liniowej a uwzględnieniem rzeczywistych wartości w przypadku metody nieliniowej stanowi o wyższości tej ostatniej i prowadzi w konsekwencji do znacznego zmniejszenia błędu szacowania prędkości pojazdu przed zderzeniem.

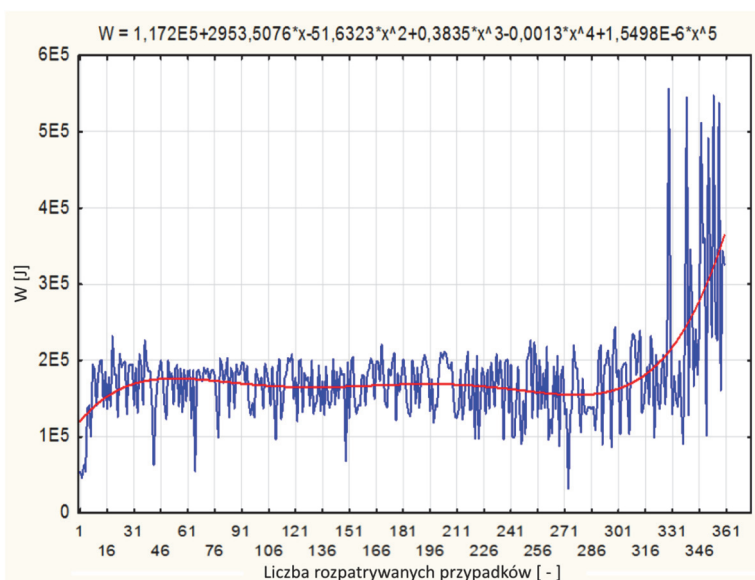


Rys. 6.23. Rozkład wartości parametru  $b_k$

Rysunki 6.24 i 6.25 prezentują odpowiednio histogram i rozkład wartości parametru pracy deformacji  $W$ . Praca ta jest wykonana nad pojazdem w trakcie zderzenia podczas gdy pojazd jest w jego wyniku zatrzymywany przed nieruchomą przeszkodą. Jest ona równa energii kinetycznej pojazdu przed zderzeniem. Obliczenia są więc prowadzone zgodnie z założeniami modelu energetycznego. To właśnie energia kinetyczna wiąże w obliczeniach prędkość pojazdu z jego masą. Można to przybliżyć stwierdzeniem, że rozkład pomimo rozrzutu prędkości pojazdów jest bardziej zbliżony do normalnego. Jednak występują na nim odległe punkty odstające.



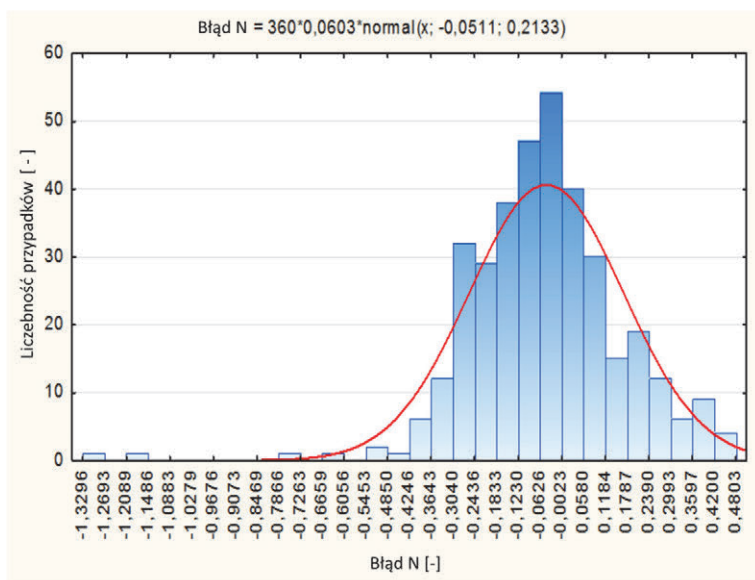
Rys. 6.24. Histogram wartości pracy deformacji W



Rys. 6.25. Rozkład wartości pracy deformacji W

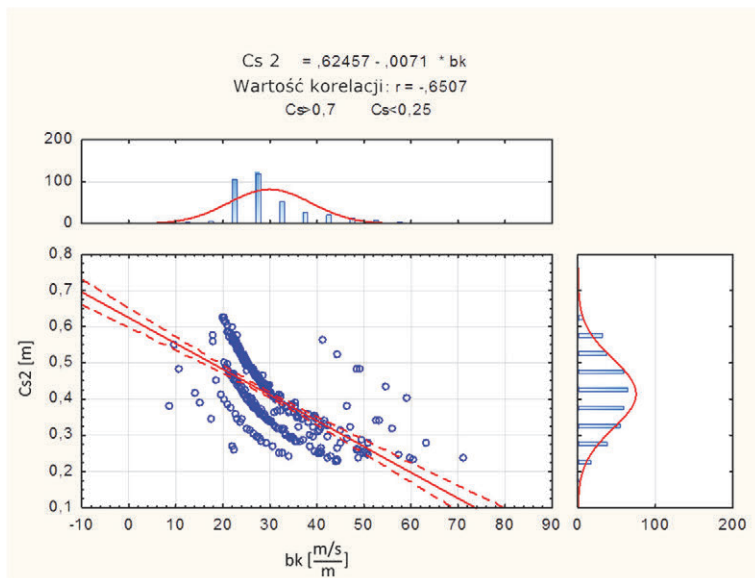
Rysunek 6.26 ilustruje histogram wartości błędu metody nieliniowej. Jest on średnio kilkukrotnie mniejszy od błędu metody liniowej który wynosi ponad 30%.





Rys. 6.26. Histogram wartości błędu – metoda nieliniowa

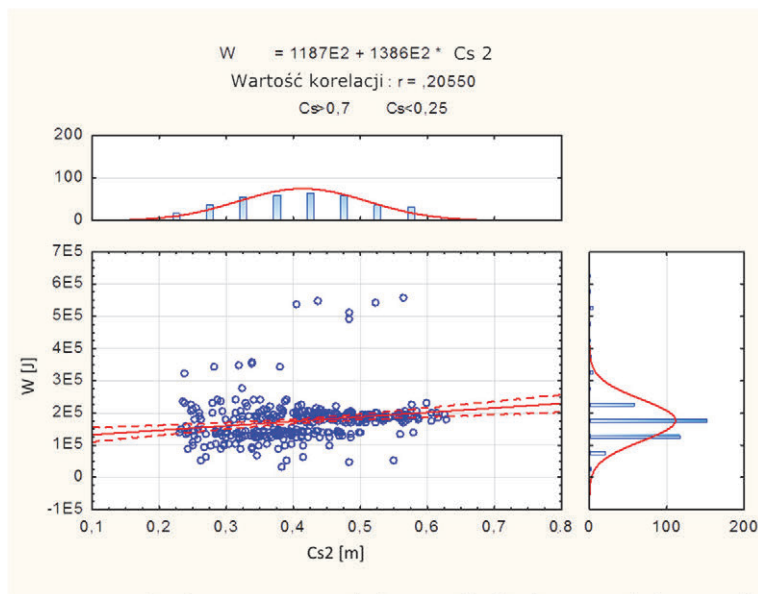
Rysunek 6.27 przedstawia kluczową zależność współczynnika nachylenia  $b_k$  od parametru  $C_{s2}$ . Jak widać na nim nie jest to z pewnością zależność liniowa. W dodatku jest podzielona na kilka rozdzielných pasm o odmiennym zachowaniu.



Rys. 6.27. Zależność parametru deformacji  $b_k$  i parametru deformacji  $C_{s2}$



Rysunek 6.28 przedstawia zależność pracy deformacji  $W$  od parametru  $C_{s2}$ . Wykres korelacji pomiędzy danymi także odbiega od ujęcia liniowego. Przy założeniu korelacji liniowej uzyskano niewielki współczynnik korelacji danych rzędu 0,2. Wykres ten także potwierdza konieczność podejścia nieliniowego. Dane są pogrupowane w dwóch pasmach z licznymi punktami odstającymi.



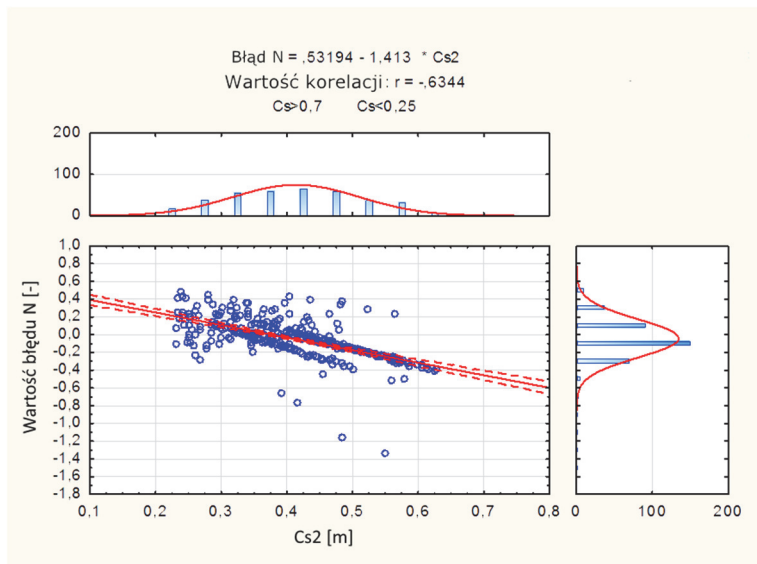
Rys. 6.28. Zależność parametru deformacji  $C_{s2}$  i pracy deformacji  $W$

Prezentowany wykres (rys. 6.29) pokazuje słabą zależność błędu metody nieliniowej od parametru zderzeniowego  $C_{s2}$ . Zależność błędu metody liniowej jest dużo silniejsza. Świadczy to o jej ograniczeniach w stosunku do opisu danych z eksperymentu.

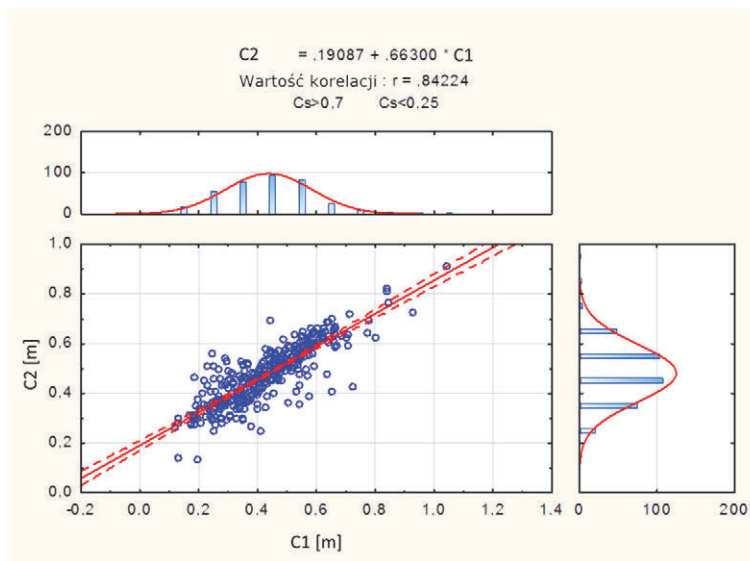
Kolejne rysunki począwszy od rys. 6.30 prezentują w postaci histogramów i wykresów rozkładów dane parametrów zderzeniowych  $C_1$  do  $C_6$  w postaci ich wzajemnych korelacji dla par zmiennych. Pierwsze zestawienie dotyczy odniesienia w postaci korelacji tych zmiennych do współczynnika  $C_1$ . Tak jak opisywano to dla poprzedniej klasy, korelacje narastają dla punktów względem siebie nieodległych i dla punktów leżących niedaleko od osi pojazdu.

Rysunki 6.30-6.38 obrazują korelacje parametrów  $C_1$  do  $C_6$ . Przednia część pojazdu ulega deformacji po zderzeniu z płaską prostopadłą do kierunku ruchu pojazdu przeszkodą. Zderzenie jest centralne. Wynika stąd istnienie związków pomiędzy wspomnianymi parametrami. Tylko istnienie jednocześnie niewielkich

niecentralności i wtórna deformacja pojazdu, w wyniku której odkształca się on sprężysto powracając do pierwotnego kształtu może spowodować zaburzenie regularności. Wpływ na współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów i co za tym idzie korelacje między zmiennymi mają też błędy pomiarowe.

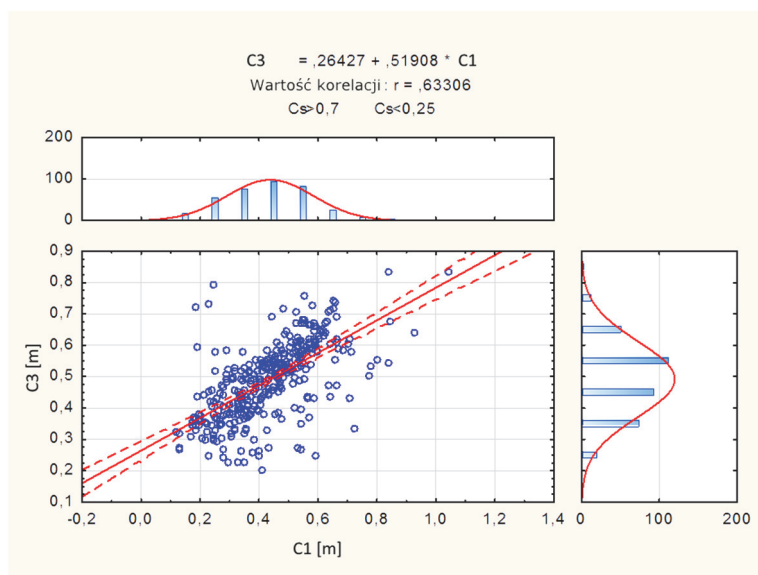


Rys. 6.29. Zależność parametru deformacji  $C_{s2}$  i błędu metody nieliniowej



Rys. 6.30. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_2$

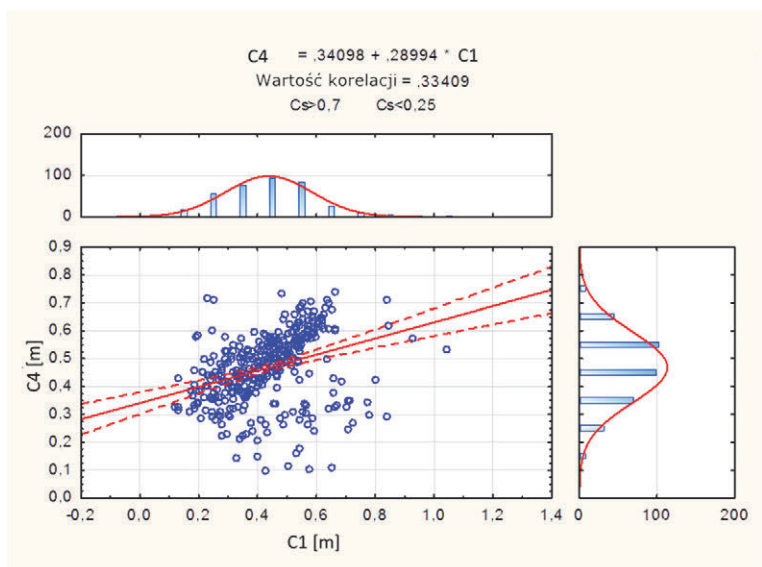
Rysunek 6.31 przedstawia liniową korelację pomiędzy współczynnikami  $C_1$  a  $C_3$ . Na wykresie zaznaczono znaczną ilość punktów odstających. Są to przede wszystkim punkty dla dużych wartości współczynnika  $C_1$  a małych współczynnika  $C_3$ . Punkt pomiaru deformacji  $C_3$  znajduje się bliżej osi pojazdu niż punkt  $C_1$ . Tylko przy zderzeniu niecentralnym może występować podana wyżej znaczna różnica wartości. Inną przyczyną takiej niskiej współzależności wartości może być wtórne powracanie do pierwotnego kształtu pojazdu po zderzeniu jak to ma miejsce dla zderzeń nie całkiem sprężystych.



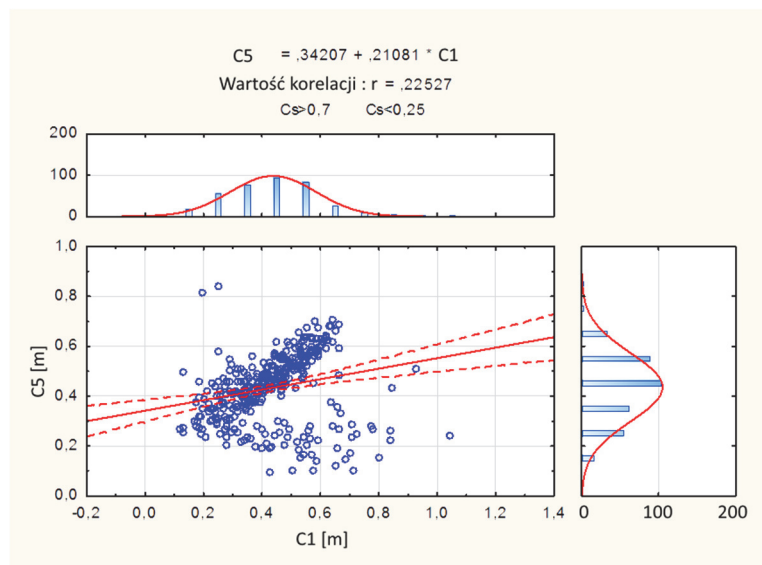
Rys. 6.31. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_3$

Rysunek 6.32 przedstawia zależność parametrów zderzeniowych  $C_1$  i  $C_4$  w postaci policzonej korelacji liniowej. Punkty pomiarowe w tym przypadku są odległe i na prezentacji danych widać liczne punkty odstające.

Rysunek 6.33 przedstawia wykres obliczonej korelacji pomiędzy współczynnikami  $C_1$  i  $C_5$ . Punkty pomiarowe w tym przypadku są odległe. Pomimo, iż leżą prawie symetrycznie względem osi pojazdu obliczona zależność nie ma znaczącej wartości i występuje wiele odległych punktów odstających. Szczególną uwagę zwraca punkt o wartości parametru  $C_1$  ponad 1 m przy wartości parametru  $C_5$  zaledwie 0,2 m. Takie punkty odstające znacznie zaburzają proces tworzenia modelu matematycznego jednak ich pełne wyeliminowanie jest niemożliwe ze względu na małą liczebność posiadanych danych w bazie.

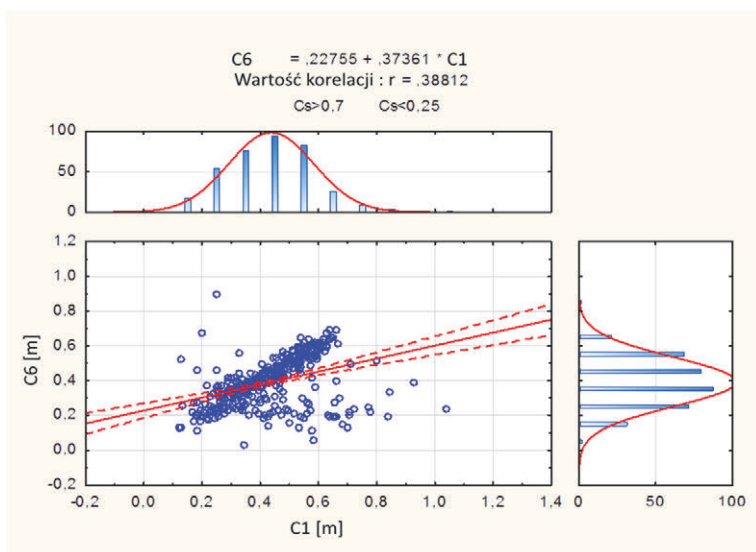


Rys. 6.32. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_4$



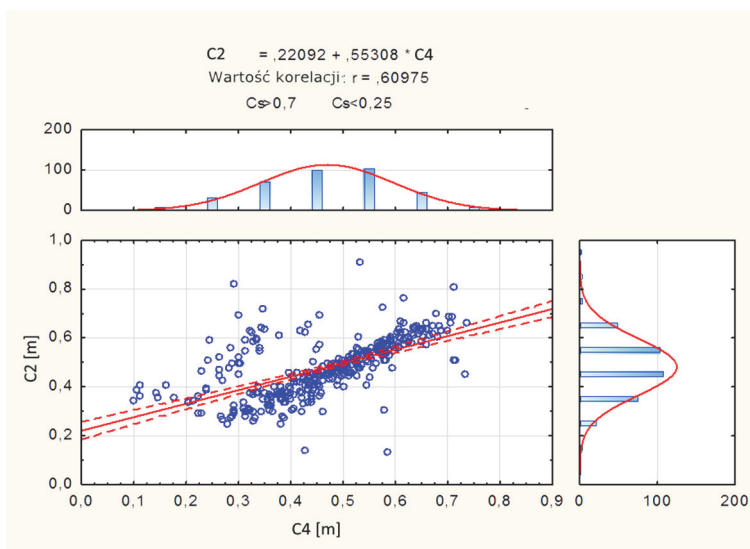
Rys. 6.33. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_5$

Rysunek 6.34 przedstawia zależność pomiędzy parametrami  $C_1$  i  $C_6$ . Te punkty pomiarowe, dla których zebrano dane eksperymentalne a tu wykreślono ich wzajemną zależność pomiędzy wartościami głębokości deformacji leżą po obu stronach nadwozia symetrycznie względem osi pojazdu. Jednak uzyskana wartość współczynnika korelacji pomiędzy tymi zmiennymi nie jest znacząca.



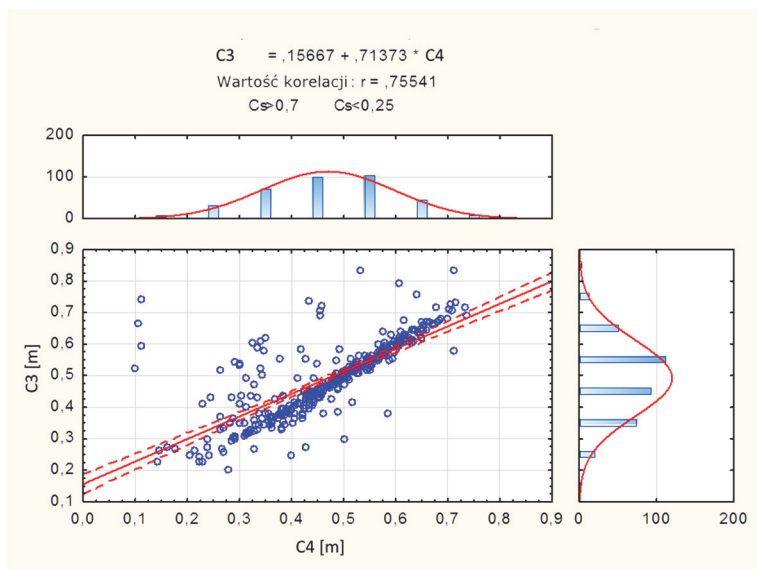
Rys. 6.34. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_6$

Dalsze rysunki począwszy od prezentowanego powyżej rys. 6.35 pokazują współzależności dla parametrów zderzeniowych odniesionych do parametru  $C_4$ . Ten punkt został wybrany jako jeden z dwóch leżących blisko osi pojazdu.

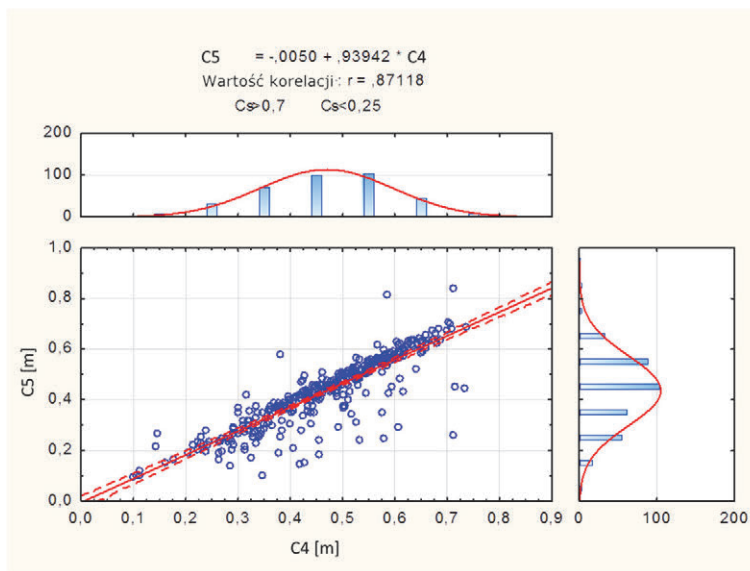


Rys. 6.35. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_2$

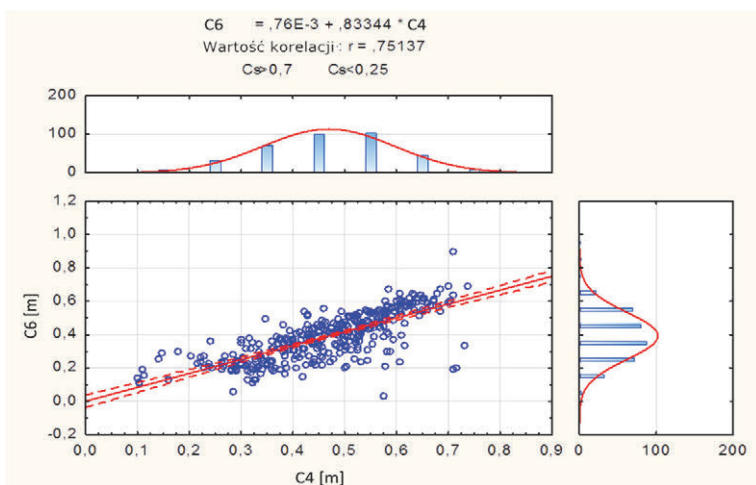
Rysunek 6.36 ilustruje korelację pomiędzy parametrami zderzeniowymi  $C_4$ - $C_3$ . Zaś rys. 6.37 przedstawia wykres przybliżenia liniowej zależności pomiędzy współczynnikami deformacji  $C_4$ - $C_5$ .



Rys. 6.36. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_3$



Rys. 6.37. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_5$



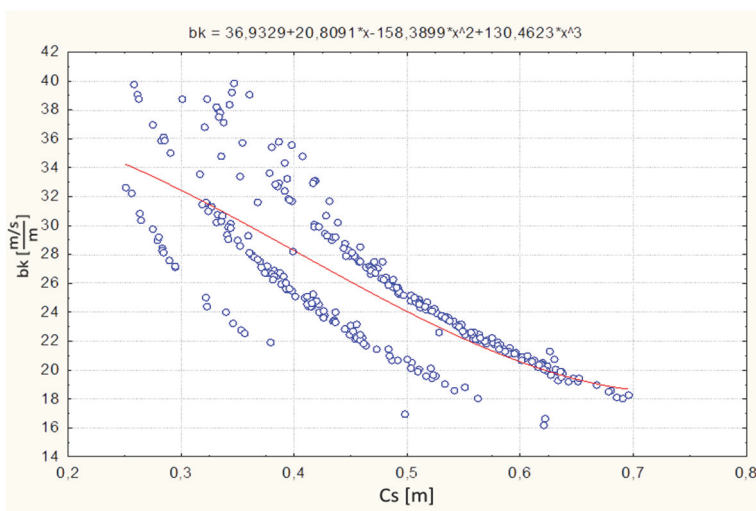
Rys. 6.38. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_6$

Do wyznaczenia wartości  $b_k$  zastosowano wielomian 3 stopnia. Dla tak określonego współczynnika  $b_k$  zmienne malejące ze wzrostem  $C_s$  oraz pozostałe współczynniki, pracę deformacji, prędkość EES, a następnie błąd względny wyznaczenia jej wartości policzono przedstawioną w poprzednich rozdziałach metodą. Uzyskano dla modelu nieliniowego:

Błąd wyznaczenia prędkości EES  $0,009 \pm 0,018$

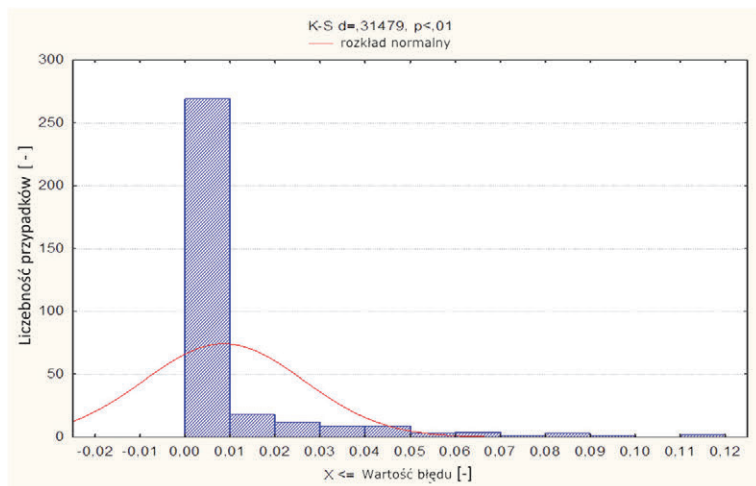
przy: skośność = 3,24

kurtoza = 11,8



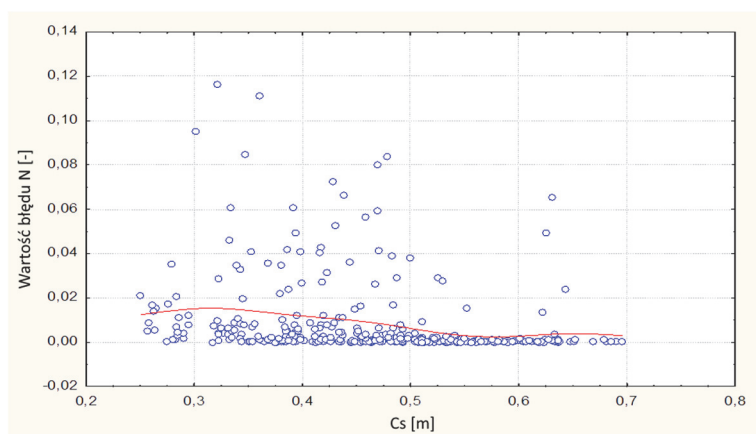
Rys. 6.39. Zależność współczynnika nachylenia krzywej  $b_k$  od współczynnika  $C_s$

Rysunek 6.40 przedstawia model nieliniowy oraz ekstrakcję współczynnika  $b_k$  od  $C_s$  metodą regresji wielomianowej. Widoczne są wyraźnie zaznaczone trzy niezależne pasma – podgrupy pojazdów Compact, obecnie uśredniane jedną zależnością wielomianową.



Rys. 6.40. Histogram wartości błędu wyznaczenia prędkości pojazdu – metoda nieliniowa

Rozkład nie jest rozkładem normalnym (test Kołmogorowa-Smirnowa), wysmukły o prawostronnej asymetrii – większość przypadków znajduje się poniżej średniej.

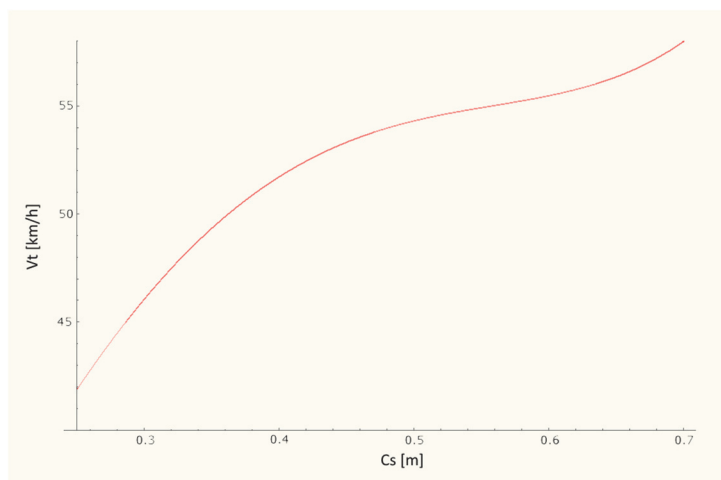


Rys. 6.41. Słaba zależność błędu wyznaczenia prędkości pojazdu od współczynnika  $C_s$  – metoda nieliniowa



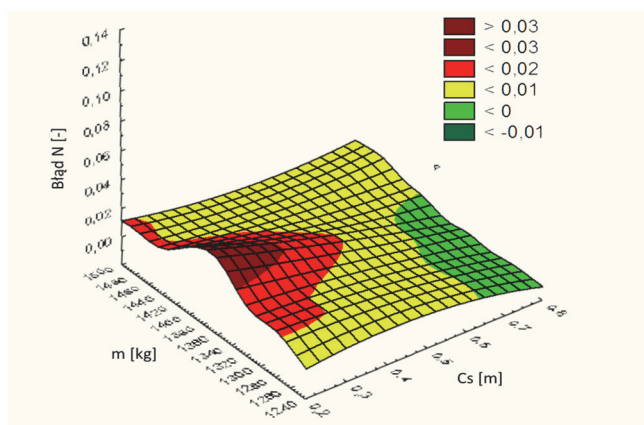
Wynikiem przeprowadzonego oszacowania zależności wartości współczynnika  $b_k$  od wartości deformacji średniej  $C_s$  jest utworzenie nowego nieliniowego modelu charakteryzującego się nie tylko bardzo małym błędem szacowania prędkości EES wynoszącym około 2% ale też uzyskanie słabej zależności wartości błędu od wartości  $C_s$ .

Dla tego nieliniowego modelu przedstawiona zostanie zależność prędkości EES od wartości współczynnika  $C_s$  w wybranym przedziale (0,25 ... 0,7).



Rys. 6.42. Zależność prędkości pojazdu od współczynnika deformacji  $C_s$  – model nieliniowy

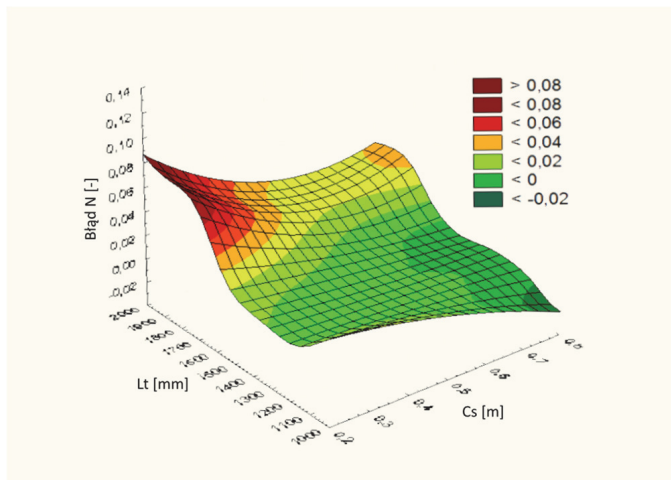
Powyższy wykres zależności prędkości EES w funkcji  $C_s$  przedstawia nowy nieliniowy model oddziaływania samochodów podczas zderzenia.



Rys. 6.43. Słaba zależność błędów wyznaczenia prędkości pojazdu od współczynników  $C_s$  i masy – model nieliniowy

Powyższy wykres (rys. 6. 43) przedstawia tę słabą zależność wartości błędu prędkości EES uzyskaną w modelu nieliniowym od współczynnika  $C_s$  i masy pojazdu. Szczególnie przy konstruowaniu dalszych uzupełnień bazy należy zwrócić uwagę na zależność błędu od parametrów  $C_s$  i  $L_t$ .

Błąd rośnie dla małych  $C_s$  przy dużych  $L_t$ . Te przypadki należy włączać bardzo ostrożnie do bazy lub ich unikać. To one stanowią o braku normalności rozkładu i pojawiają się na wykresach jako punkty obarczone dużymi wartościami błędu.



Rys. 6.44. Wzrost wartości błędu wyznaczenia prędkości pojazdu dla przypadków o małym współczynniku  $C_s$  i dużym  $L_t$

Podany zostanie przykład weryfikujący metodę nieliniową wyznaczania prędkości pojazdu przed zderzeniem na podstawie pomiarów deformacji karoserii. Przykład pochodzi z rzeczywistego testu zderzeniowego z bazy NHTSA i dotyczy samochodu klasy Compact. Uzyskano następujące dane:

- $m = 1345 \text{ kg}$
- $V_t = 48,7 \text{ km/h}$
- $b_{sg} = 11 \text{ km/h}$
- $L_t = 1,61 \text{ m}$
- $C_1 = 0,347 \text{ m}$
- $C_2 = 0,429 \text{ m}$
- $C_3 = 0,487 \text{ m}$
- $C_4 = 0,490 \text{ m}$
- $C_5 = 0,429 \text{ m}$
- $C_6 = 0,353 \text{ m}$

Stąd obliczono współczynniki:

$$C_s = 0,437 \text{ m}$$

$$\alpha = 4,37 \text{ m}$$

$$\beta = 2,89 \text{ m}^2$$

współczynnik  $b_k$  wyznaczony z wielomianu 2 stopnia  $b_k = 26.67 \text{ m/s/m}$

$$A = 67\,954,7 \text{ N/m}$$

$$B = 594213,4 \text{ N/m}^2$$

$$G = 3885,7 \text{ N}$$

$$W_{\text{def}} = 146227,4 \text{ J}$$

$$\text{EES} = 14,75 \text{ m/s}$$

$$\text{EES} = 53,1 \text{ km/h}$$

$$\text{Błąd EES} = 9\%$$

Przykład potwierdza skuteczność wyznaczenia prędkości pojazdu metodą nieliniową. Uzyskano znacznie mniejszy błąd obliczeń. Ponadto przykład dotyczy pojazdu z grupy obciążonej większym błędem wyznaczenia prędkości EES o małych współczynnikach  $C_s$  i dużych szerokościach  $L_t$ .

## Podsumowanie

Dla klasy pojazdów Compact masy znajdują się w przedziale 1240-1500 kg, prędkości testowe  $V_t$  posiadają dwa wyraźne piki – przy wartościach prędkości ok. 57 km/h i 47 km/h.

Należy zwrócić również uwagę na parametry zderzeniowe  $C_1$ - $C_6$ . Parametr zderzeniowy  $C_1$  przyjmuje wartości od ok. 0,12-0,73 m, posiada charakteru podobny do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_2$  przyjmuje wartości od ok. 0,23-0,72 m i posiada charakteru podobny do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_3$  przyjmuje wartości od ok. 0,22-0,76 m, rozkład nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_4$  przyjmuje wartości od ok. 0,22-0,73 m, rozkład nie ma charakteru zbliżonego do rozkładu normalnego. Współczynnik  $C_5$  mieści się w zakresie od 0,1-0,71 m, i nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_6$  mieści się od 0,11-0,70 m, nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr  $C_{s2}$ , który jest uśrednionym współczynnikiem deformacji nadwozia pojazdu przyjmuje wartości od ok. 0,23-0,62 m i nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr szerokości zderzenia  $L_t$  dla analizowanej klasy przyjmuje wartości 1194-1770 mm z dwoma wyraźnymi pikami,

przy wartościach 1400 mm i 1520 mm. Zakres parametru  $b_k$  nachylenia charakterystyki, jest dosyć szeroki i mieści się w zakresie ok. 17 m/s/m – 54 m/s/m. Główny udział danych mieści się jednak w zakresie ok. 23 m/s/m – 31 m/s/m. Parametr pracy zderzenia –  $W$ , posiada wyraźne dwa piki przy wartościach ok.  $1,4 \cdot 10^5$  J i  $2 \cdot 10^5$  J. Te dwa piki wyróżniają wyraźnie ten rozkład pracy zderzenia  $W$  dla klasy Compact od pozostałych wykresów, dla tego parametru dla pozostałych klas pojazdów. Rozkład błędu metody ma rozkład szeroki, wartości błędu przyjmowane są z zakresu od -0,36 do 0,29, widać że dla tej klasy błędy metody są szczególnie duże. Jednak średnia nie powinna przekraczać ok. 20%.

Zależność pomiędzy parametrem  $b_k$  a parametrem  $C_{s2}$  posiadają trzy niezależne pasma i wyraźnie nieliniowy charakter. Zależność pomiędzy parametrem  $C_{s2}$  a parametrem  $W$  również posiada dwa pasma ze współczynnikiem korelacji  $r = 0,20$ , co wskazuje na zależność wyraźnie nieliniową. Z pewnością nie może być ta zależność przybliżona zależnością liniową. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_2$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,84$ , ale punkty są stosunkowo rozproszone. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_3$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,63$ , w tym przypadku widać wzrost ilości punktów rozproszonych w stosunku do poprzedniej korelacji. Korelacja parametrów  $C_1$  i  $C_4$  daje współczynnik korelacji  $r = 0,33$ , punkty są wyraźnie rozproszone i widać liczne punkty odstające. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_5$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,22$ , punkty bardzo rozproszone i liczne punkty odstające. Natomiast korelacja punktów  $C_1$  i  $C_6$  posiada  $r = 0,38$ , bardzo zwarte punkty, symetryczne i dające dobrą zależność liniową. Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_2$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,61$ . Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_3$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,76. Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_5$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,87$ , jest to bardzo dobra zależność liniowa. Korelacja punktów  $C_4$  i  $C_6$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,75 ale liczne punkty rozproszone i wyraźnie słabszą zależność liniową. Punkty te są stosunkowo odległe i leżą niesymetrycznie względem osi pojazdu.

## 7. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy pojazdów Intermediate

Opracowana metoda opiera się na analizie bazy testów zderzeniowych przygotowanych przez amerykański instytut NHTSA. Wybrano testy wykonane przy prędkości testowej  $V_t = 50$  km/h. Testy poddano selekcji dla różnych klas pojazdów w zależności od roku produkcji, masy pojazdu, klasy i typu pojazdu, rodzaju napędu.

Przyjęta klasyfikacja ustaliła podział na klasy w zależności od masy pojazdu. Wyróżniono w niej klasy Mini – obejmujące pojazdy do 900 kg, Małe (Miejskie) – od 900 do 1300 kg, Kompaktowe – od 1250 do 1500 kg, Średnie – od 1450 do 1850 kg, Średnie-wyższe – od 1750 do 2100 kg oraz Luksusowe – od 2250 do 3500 kg. Zilustrowano to w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Uśrednione wartości badanych parametrów dla poszczególnych klas pojazdów

		Mini	Mały	Kompaktowy	Średni	Średni-wyższy	Luksusowy
masa	kg	do 900	900-1300	1240-1500	1450-1850	1750-2100	2250-3500
rozstaw	mm	2073	2240	2305	2376	2826	3569
długość	mm	3609	4027	4296	4551	4646	5644
szerokość	mm	1518	1570	1625	1689	1731	1869
bk	m/s/m	24	26	27	27	27	26
A	N/cm	460	670	793	927	1017	1100
B	N/cm <sup>2</sup>	37	60	74	90	94	99
G	N	29	39	44	51	57	65

Opracowanie danych dla klasy Intermediate zawiera znany już schemat opisu danych, które to pokazują swój nieliniowy charakter. Dla omawianej bazy dane zostały wyselekcjonowane i podzielone na dwa fragmenty – odpowiednio liczące 100 i 500 przypadków. Posługując się modelem nieliniowym i obliczeniem współczynnika  $b_k$  z równań regresji wielomianowej oraz w oparciu o model matematyczny zależności tego współczynnika od średniej deformacji nadwozia, oraz szerokości pola deformacji uzyskano poprawę dokładności oszacowania prędkości EES uzyskując zadowalający średni błąd 5,4%.

W tym celu aproksymowano powyższą zależność przy pomocy płaszczyzny drugiego stopnia w przestrzeni trójwymiarowej. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów dane doświadczalne zgromadzone w wyniku przeprowadzenia

testów zderzeniowych z bazy NHTSA potwierdziły nieliniową zależność współczynnika  $b_k$  od średniej deformacji nadwozia  $C_s$ .

Graficzne opracowanie uzyskanych wyników składa się z trzech niezależnych etapów postępowania. W pierwszej kolejności założono tabelaryczną wartość współczynnika  $b_k$  dla samochodów klasy Intermediate równą 26 m/s/m, co odpowiada metodzie liniowej. W kolejnym kroku posłużono się aproksymacją wielomianową zależności  $V_t$  od  $C_s$ , wykorzystując wielomian drugiego stopnia. Odpowiada to metodzie nieliniowej przy braku zależności współczynnika  $V_t$  od  $L_t$ . W trzecim etapie wprowadzono tę zależność uzyskując wartości współczynnika  $b_k$  liczone z aproksymowanej dwuwymiarową powierzchnią drugiego stopnia funkcji dwóch zmiennych ( $C_s$ ,  $L_t$ ). To podejście wpłynęło nie tylko na poprawienie dokładności wyznaczenia prędkości EES ale przede wszystkim na niezależność tego błędu od parametrów samochodu takich, jak  $C_s$ ,  $L_t$  i  $m$ .

Na podstawie przeprowadzonych rozważań uznano, że funkcją najbardziej przybliżającą rozpatrywane przypadki dla omawianej klasy jest funkcja drugiego stopnia. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów wykreślono zależność wielkości średniej deformacji  $C_s$  od masy pojazdu  $m$  i jego prędkości  $V_t$ . Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na przedstawienie tej funkcji w następującej postaci:

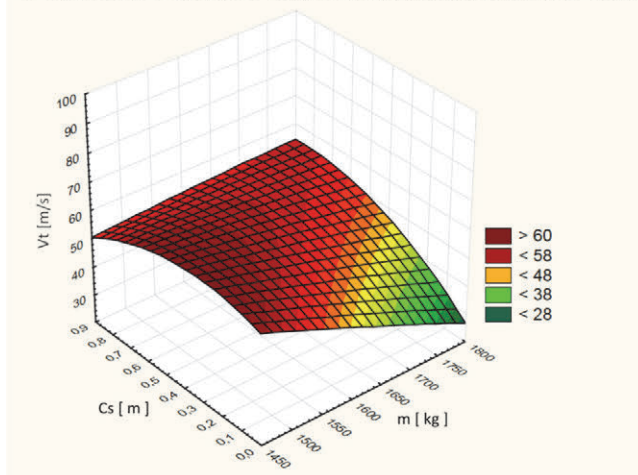
$$\text{Model: } V_t = A_{100/500} + B_{100/500} \cdot m + C_{100/500} \cdot C_s + D_{100/500} \cdot m^2 + E_{100/500} \cdot m \cdot C_s + F_{100/500} \cdot C_s^2 \quad (7.1)$$

Wartości parametrów zastosowanych w zależności 7.1 przedstawiono w tabeli 7.2. Graficzna interpretacja powyższej zależności przedstawiona na rys. 7.1 i rys. 7.2 potwierdza nieliniowy charakter funkcji  $C_s(V_t)$  odpowiednio dla 100 i 500 przypadków.

Tabela 7.2. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia

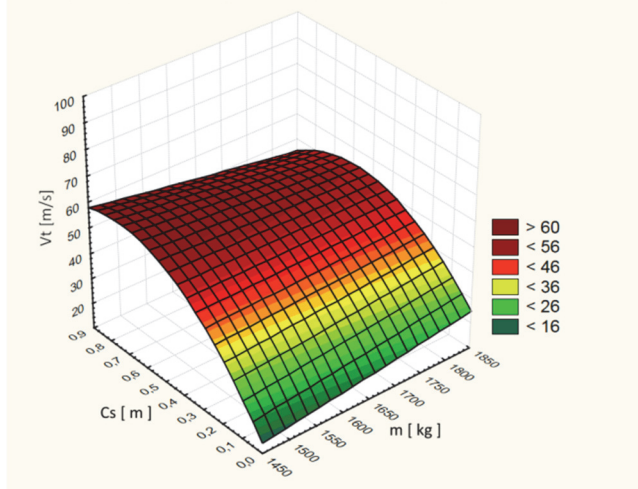
Współczynnik kierunkowy	Wartość współczynnika
$A_{100}$	149,54
$B_{100}$	0,0385
$C_{100}$	141,3319
$D_{100}$	-1,6505·E-05
$E_{100}$	0,1144
$F_{100}$	-37,6725
$A_{500}$	-8,608
$B_{500}$	0,0071
$C_{500}$	219,647
$D_{500}$	5,8535·E-06
$E_{500}$	-0,0647
$F_{500}$	-85,6755

$$V_t = 149,5381 - 0,0385 * m - 141,3319 * C_s - 1,6505E-5 * m * m + 0,1144 * m * C_s - 37,6725 * C_s * C_s$$



Rys. 7.1. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia dla 100 przypadków

$$V_t = -8,608 + 0,0071 * m + 219,6184 * C_s + 5,8535E-6 * m * m - 0,0647 * m * C_s - 85,6755 * C_s * C_s$$



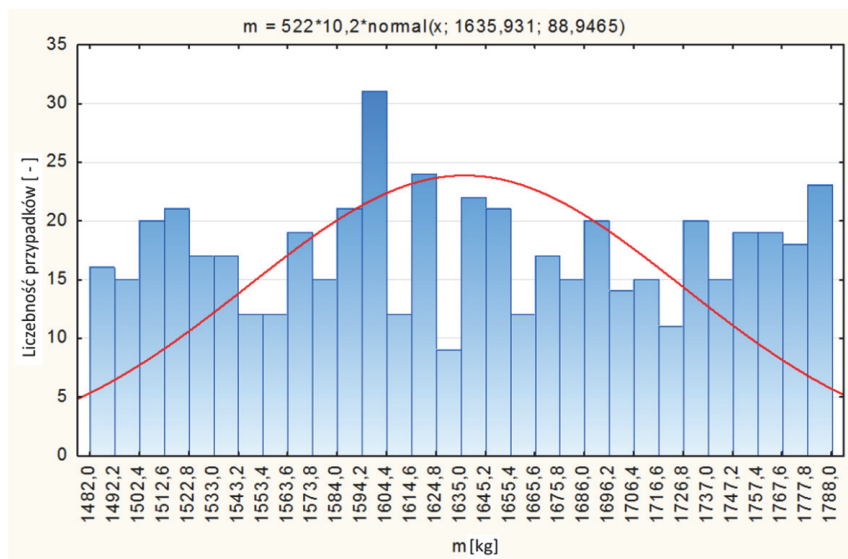
Rys. 7.2. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia dla 300 przypadków

Testy zderzeniowe prowadzące do zestawienia analizowanej bazy danych NHTSA zakładały zderzenie centralne pojazdu. Jednak współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów ujawnia znaczące rozbieżności symetrii rozkładów współczynników  $C_1$  do  $C_6$  deformacji nadwozia w stosunku do osi pojazdu.

Jest to wynikiem dwóch niezależnych czynników. Z jednej strony wyposażenie komory silnika zachowuje niesymetryczną sztywność podczas deformacji, z drugiej elementy nadwozia także w sposób odmienny z prawej i lewej strony pojazdu wtórnie (po zderzeniu) powracają częściowo do pierwotnych położań. Tak więc obserwuje się znaczne rozbieżności wartości par współczynników takich jak  $C_1$ - $C_6$  czy  $C_2$ - $C_5$ . Współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów zależy także od marki samochodu pomimo wąskiego zakresu mas pojazdów – klasa Intermediate.

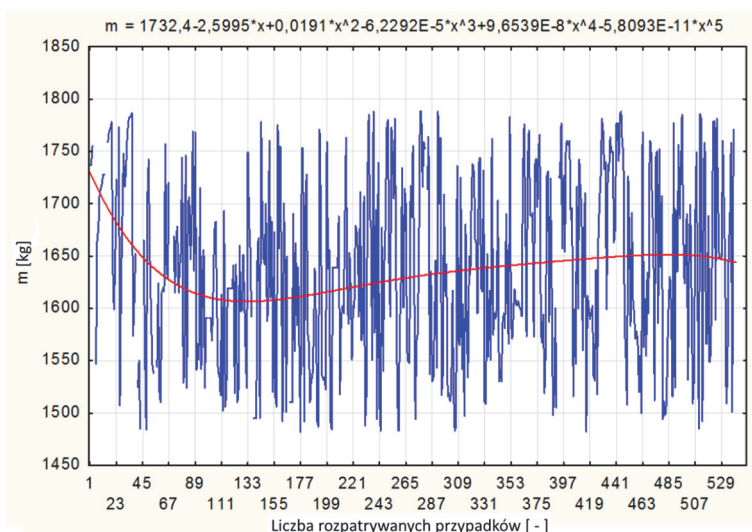
W oczywisty sposób (zdjęcia deformacji nadwozia) przyjęte do pomiaru punkty kontrolne  $C_1$  do  $C_6$  wykazują linię łamaną o pozornie chaotycznym przebiegu. Poddano analizie siłę korelacji pomiędzy poszczególnymi wartościami tych współczynników dla pojazdów klasy Intermediate. Korelacja ta po zanalizowaniu statystyki ponad 500 pojazdów jest dodatnia i posiada znaczną wartość. Kolejne rysunki przedstawiają prezentację danych zebranych z bazy NHTSA i ich współczynniki korelacji. Na rys. 7.3 przedstawiono histogram mas pojazdów, a na rys. 7.4 wykres zależności mas pojazdów od numeru przypadku w bazie.

Na rys. 7.3 widać, że masy pojazdów klasy Intermediate są zawarte w przedziale od 1480 do 1788 kg. Rozkład jest równomierny, nie występują ostre piki. Podobne zachowanie rozkładu statystycznie rozrzuconych pojazdów po numerach przypadków pokazuje rys. 7.3.



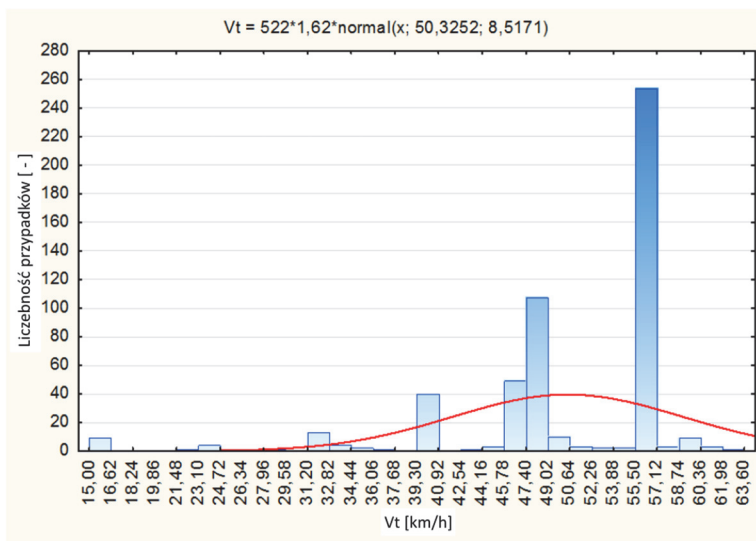
Rys. 7.3. Histogram wartości parametru  $m$





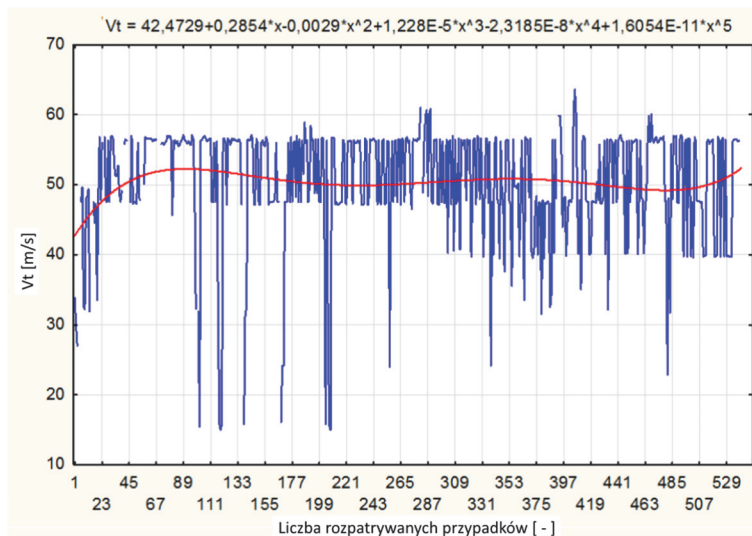
Rys. 7.4. Rozkład wartości parametru  $m$

Rysunek 7.5 pokazuje histogram prędkości pojazdów, jak widać zawiera on ostre piki dla wartości prędkości. Szczególnie uwypuklona jest prędkość około 57 km/h. Taki rozkład prędkości omówiony w dalszej części utrudnia analizę danych wpływając na ograniczony zakres zmiennych  $C_1$  do  $C_6$ .



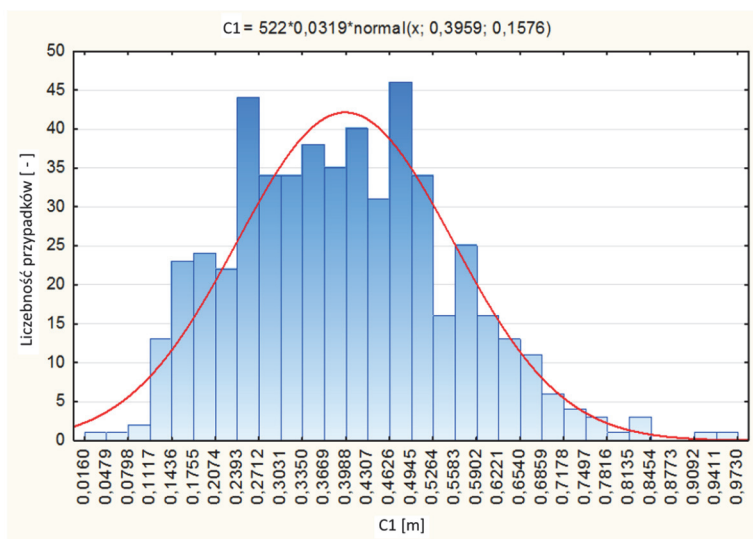
Rys. 7.5. Histogram wartości parametru  $V_t$

Rysunek 7.6 również przedstawia rozkład wartości parametru prędkości pojazdu. Widać na nim także ograniczony zakres wartości prędkości pojazdów.

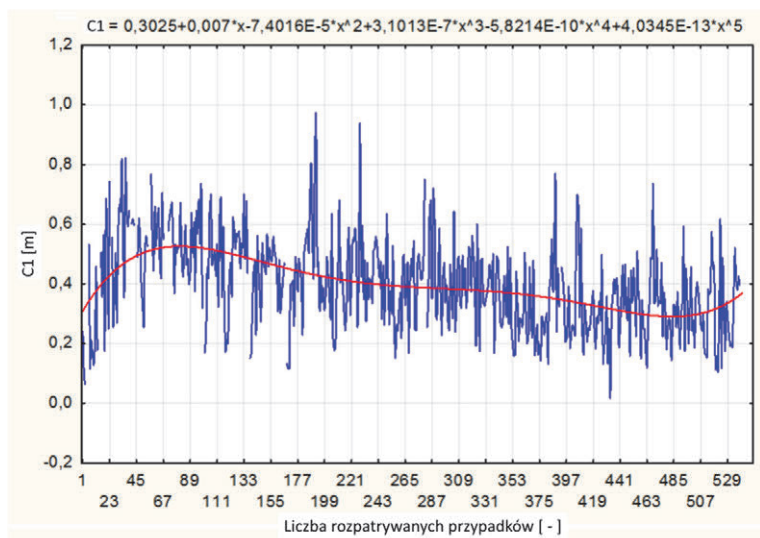


Rys. 7.6. Rozkład wartości parametru  $V_t$

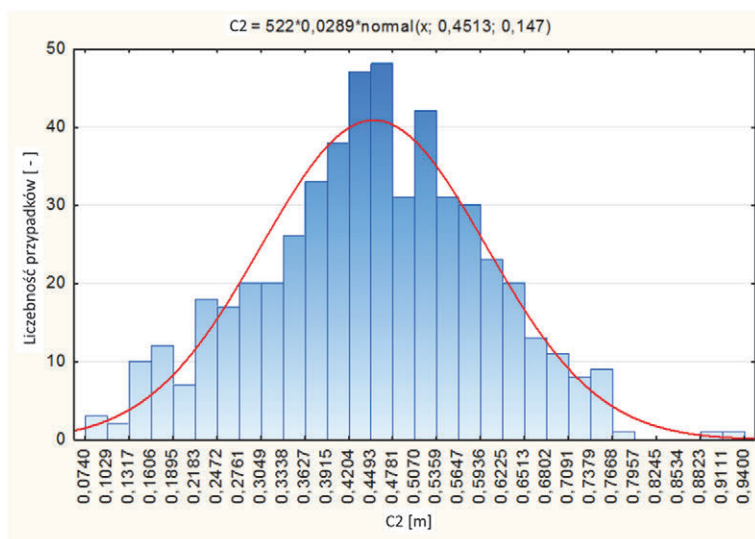
Wykresy od rys. 7.7 do rys. 7.18 przedstawiają histogramy i wykresy wartości parametrów zderzeniowych  $C_1$  do  $C_6$ . Ich dokładna analiza prowadziła do koniecznego dla pracy badania zakresów korelacji pomiędzy tymi zmiennymi. Dla pojazdów tej samej klasy mają większe wartości. Odształcenia są bardziej symetryczne. Nie ma wielu punktów odstających na wykresach. Wydaje się, że pojazd tej klasy nie ulega deformacjom po ustaniu sił zderzenia z przeszkodą. Zwracają uwagę niskie i bardzo wysokie wartości parametrów, np. 0,07 m i 1 m. Wobec takich wartości i znacznej pozostałej asymetrii danych trudno uznać, że wartości pomiarowe są mierzone z dokładnością do 1 mm. Wpływa to w oczywisty sposób na rachunek błędów mierzonej prędkości pojazdu. Podane wartości pomiarowe są obarczone błędem nawet kilkudziesięciu procent. Poza tym błąd wartości  $C_1$  do  $C_6$  powstaje także na skutek deformacji częściowo sprężystej to znaczy wtórnego powrotu do kształtu nadwozia pojazdu.



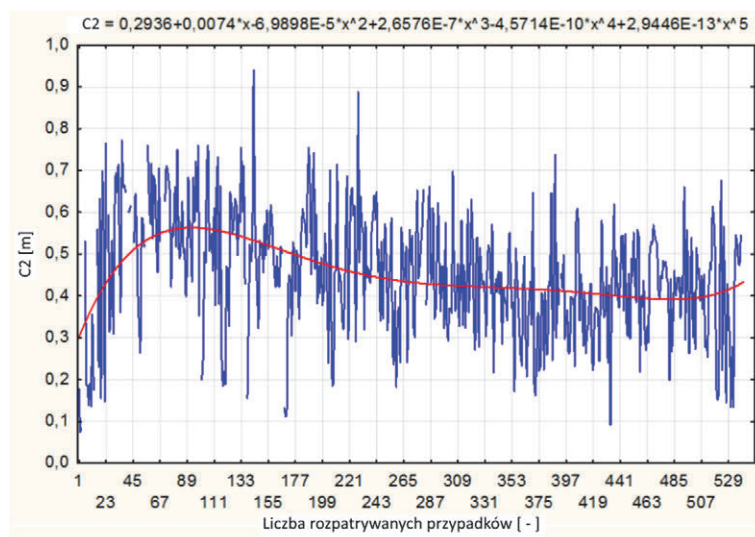
Rys. 7.7. Histogram wartości parametru  $C_1$



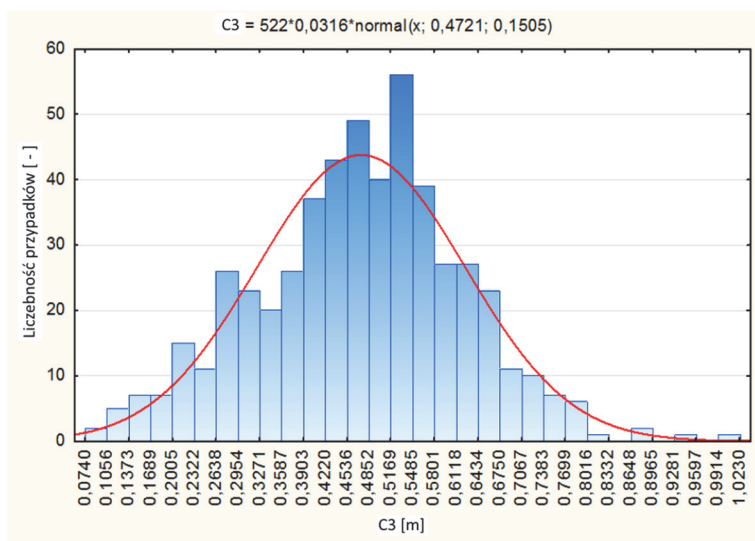
Rys. 7.8. Rozkład wartości parametru  $C_1$



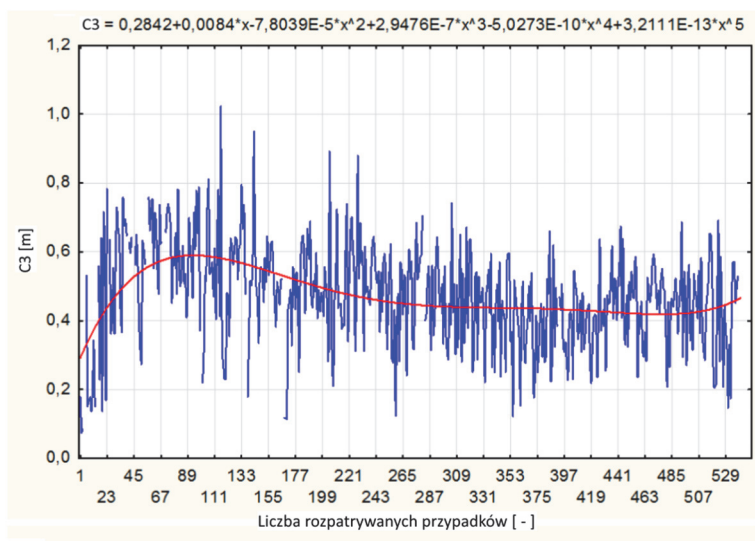
Rys. 7.9. Histogram wartości parametru  $C_2$



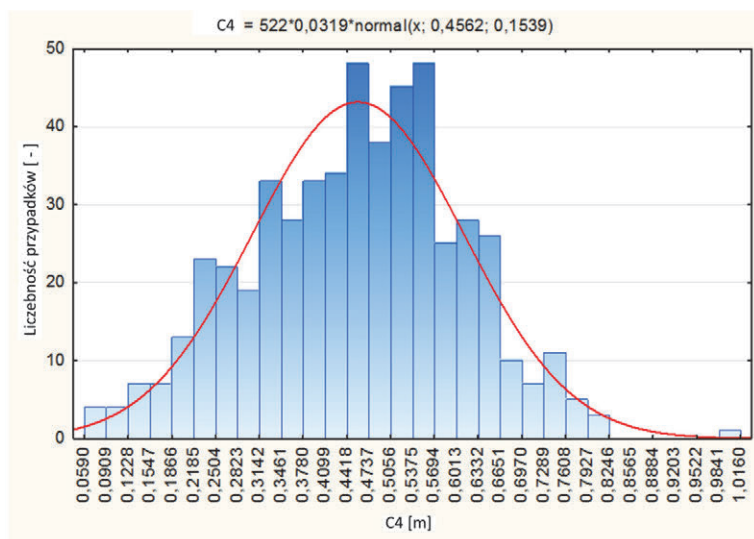
Rys. 7.10. Rozkład wartości parametru  $C_2$



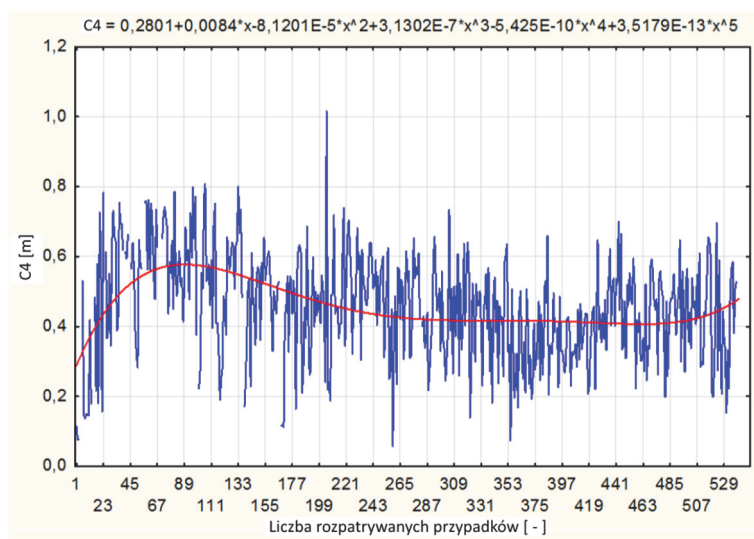
Rys. 7.11. Histogram wartości parametru  $C_3$



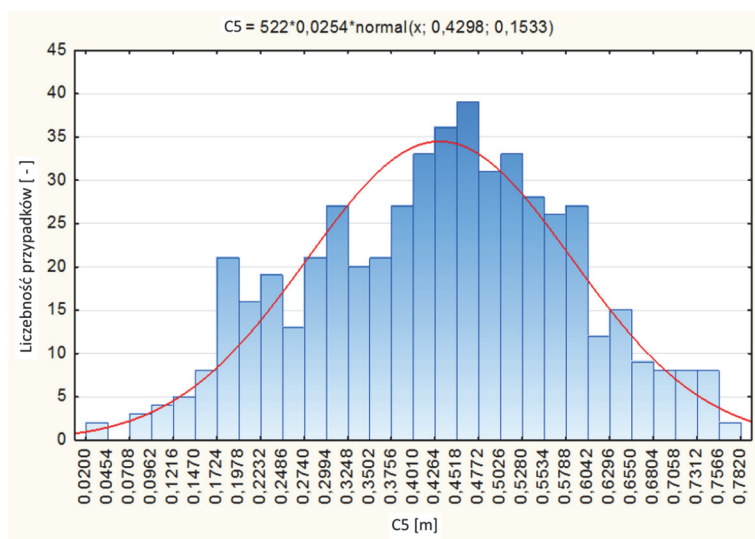
Rys. 7.12. Rozkład wartości parametru  $C_3$



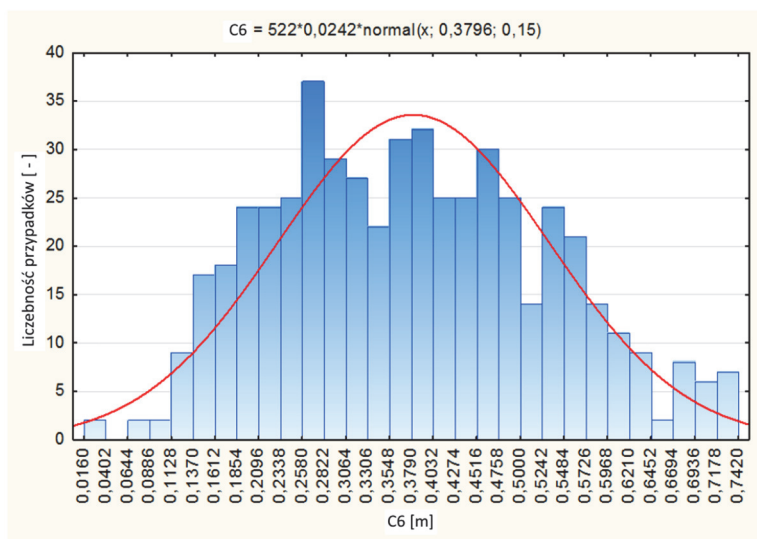
Rys. 7.13. Histogram wartości parametru  $C_4$



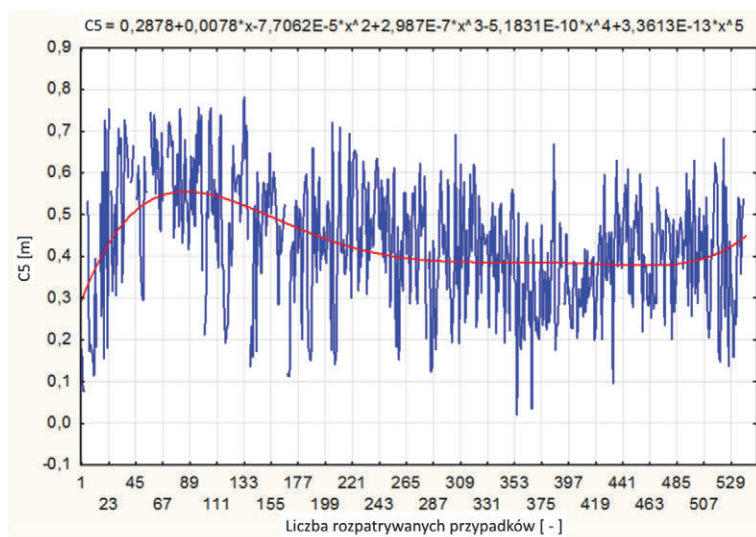
Rys. 7.14. Rozkład wartości parametru  $C_5$



Rys. 7.15. Histogram wartości parametru  $C_5$

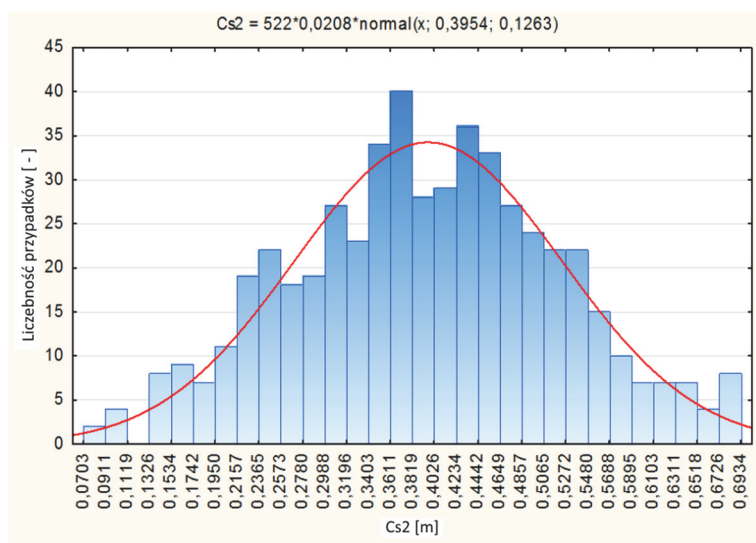


Rys. 7.16. Histogram wartości parametru  $C_6$



Rys. 7.17. Rozkład wartości parametru  $C_6$

Na rysunkach 7.18 i 7.19 pokazano histogramy i wykresy wartości współczynnika deformacji  $C_{s2}$ . Współczynnik ten przeliczono według nowej zależności poprawiającej symetrię danych  $C_1$  do  $C_6$ . Na podanej wyżej korelacji pokazano podobne zachowanie się tego parametru do wcześniej stosowanego parametru  $C_s$ .

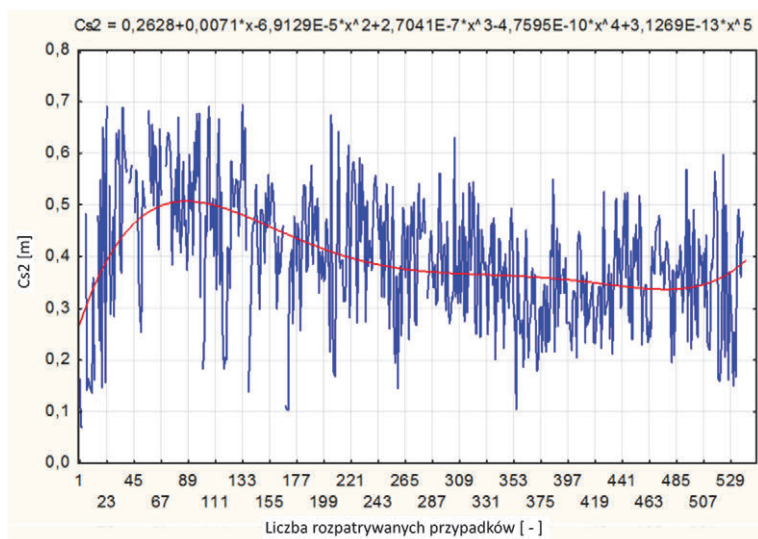


Rys. 7.18. Histogram wartości parametru  $C_{s2}$



Na rysunku 7.20 widać korygujący wpływ takiej formuły przeliczeniowej. Wartości parametru  $C_{s2}$  praktycznie ograniczone są do 0,7 m. Także nie przybierają wartości bardzo małych rzędu pojedynczych cm. Takie zachowanie się parametru jest z pewnością bardziej prawidłowe. Częściowo koryguje to niedoskonałości wynikające z wąskiego zakresu wartości parametru prędkości pojazdów. W skład nowego parametru  $C_{s2}$  wchodzi więcej konfiguracji tych samych zmiennych. Takie ich zmieszanie w procesie obliczeniowym powoduje wyrównanie ich rozkładu.

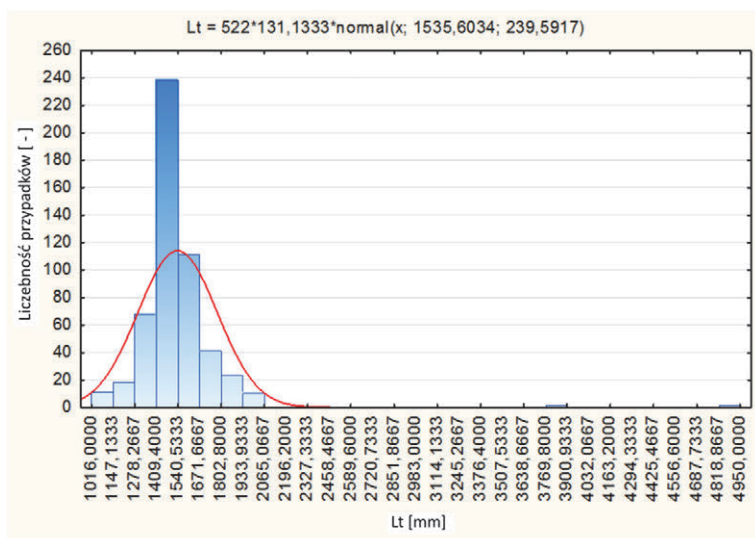
Rysunki 7.20 i 7.21 pokazują rozkłady parametru szerokości zderzeniowej pojazdów. Widać też na nich punkty odstające. Pojazdy z pewnością nie miały szerokości rzędu 3, a nawet 5 m. Baza posiada wiele takich punktów odstających niektórych trudnych do uchwycenia bez liczenia korelacji zmiennych. Jak widać istnieje raczej wąski zakres szerokości pojazdów. Na histogramie aż 240 pojazdów lokuje się przy szerokości około 1500 mm. Ten wąski zakres wartości szerokości pojazdów pozytywnie wpływa na jednorodność klasy pojazdów. Pomimo, że klasa pojazdów posiada różne ich modele są one zbliżonej szerokości. Na tym wyrównanym tle od razu widać więc punkty odstające.



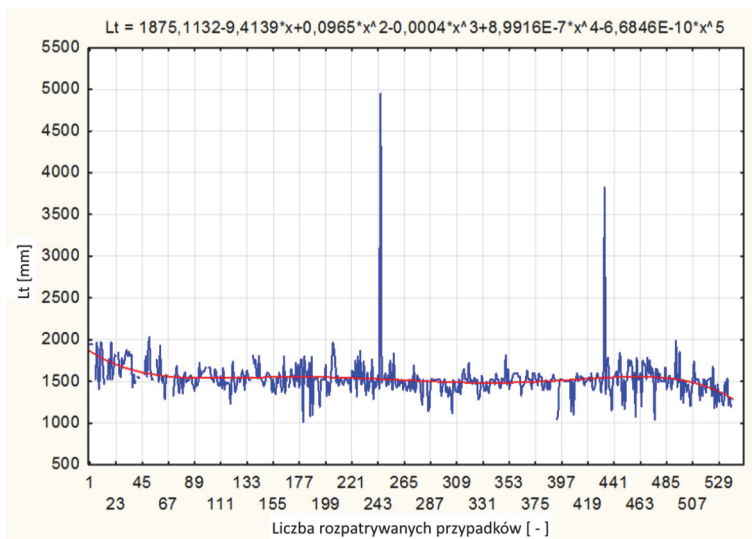
Rys. 7.19. Rozkład wartości parametru  $C_{s2}$

Rysunki 7.22 i 7.23 pokazują rzeczywistą konieczność zastosowania nieliniowej metody opisu danych bazy. Rozbieżność otrzymanych wartości współczynnika nachylenia  $b_k$  od wartości przyjmowanej w metodzie liniowej jako stałej 27 m/s/m staje się tu szczególnie widoczna. Także tutaj obserwuje się wartości odstające co

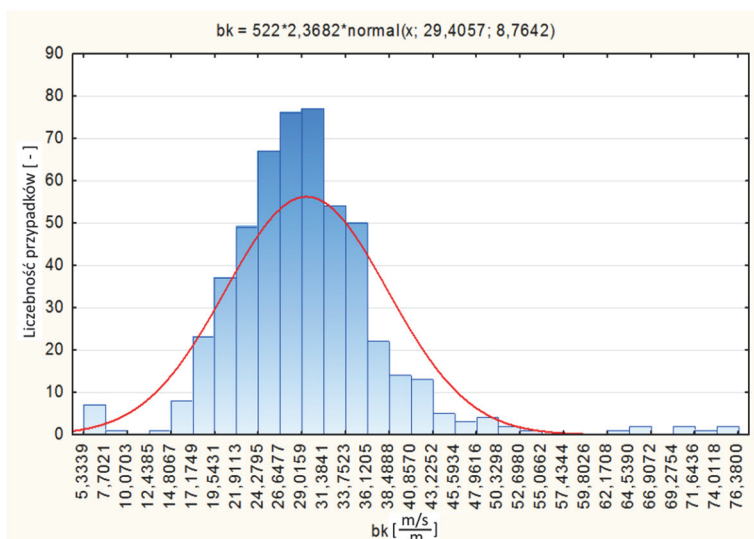
widać i na histogramie i na wykresie rozkładu wartości  $b_k$ . Jednak większość danych zawiera się w wąskim zakresie wokół wartości średniej. Wartości współczynnika nachylenia  $b_k$  były liczone tak jak dla metody liniowej. Metoda nieliniowa jest modelem matematycznym grupującym te poszczególne wartości. Jest ona uogólnieniem opisu ich zmienności. Dopiero zastosowanie takiego modelu pozwala zmniejszyć błąd względny obliczenia prędkości pojazdu.



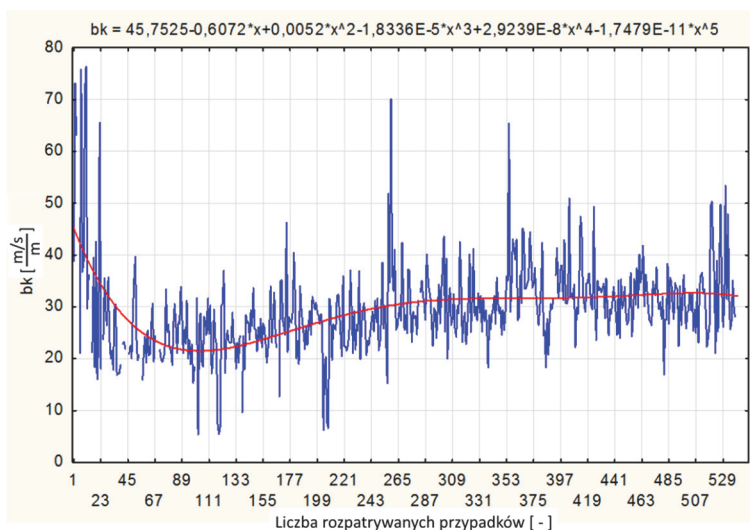
Rys. 7.20. Histogram wartości parametru  $L_t$



Rys. 7.21. Rozkład wartości parametru  $L_t$

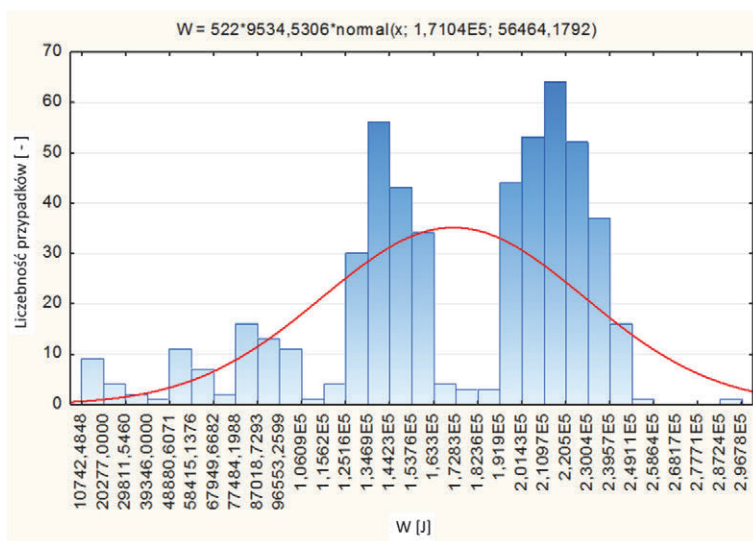


Rys. 7.22. Histogram wartości parametru  $b_k$

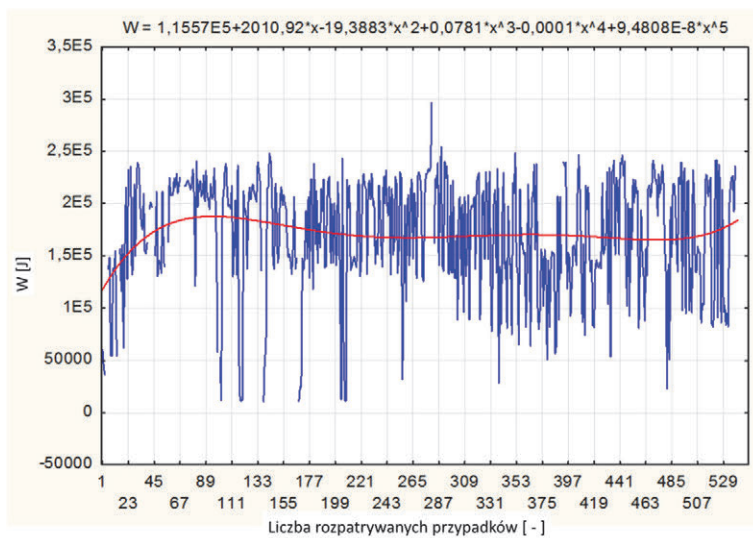


Rys. 7.23. Rozkład wartości parametru  $b_k$ .

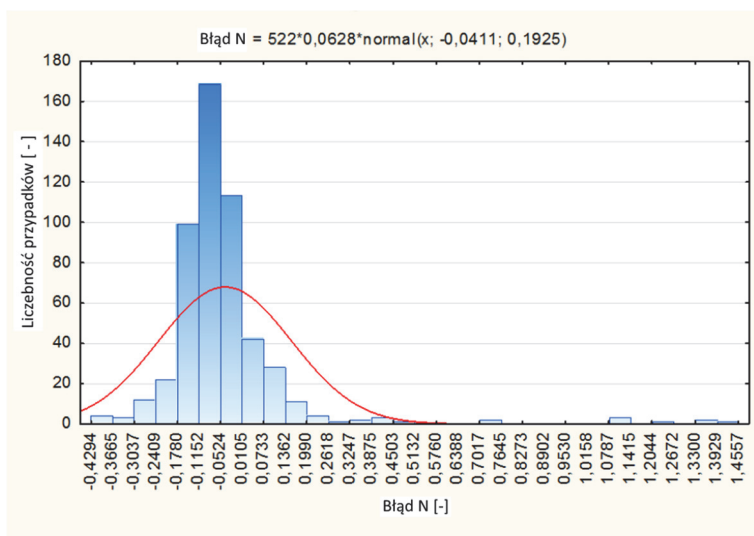
Na rysunkach 7.24 i 7.25 pokazano histogram i wykres wartości pracy odkształcenia  $W$  pojazdu. Praca ta jest liczona z przeliczonej prędkości pojazdu i jego masy  $m$  ze wzoru na energię kinetyczną, jaką pojazd traci w trakcie zderzenia z przeszkodą. Na histogramie widać trzy pasma zakresów pracy  $W$ . Odpowiada to opisywanej sytuacji istnienia pasm wartości prędkości pojazdów.



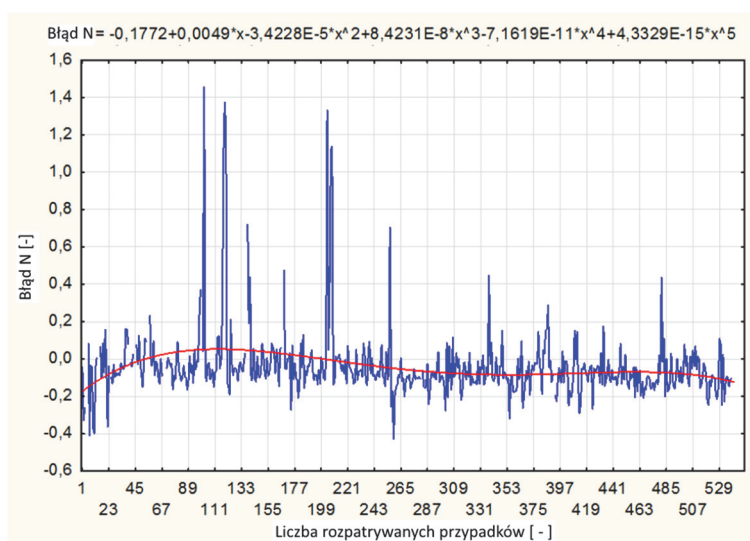
Rys. 7.24. Histogram wartości parametru W



Rys. 7.25. Rozkład wartości parametru W



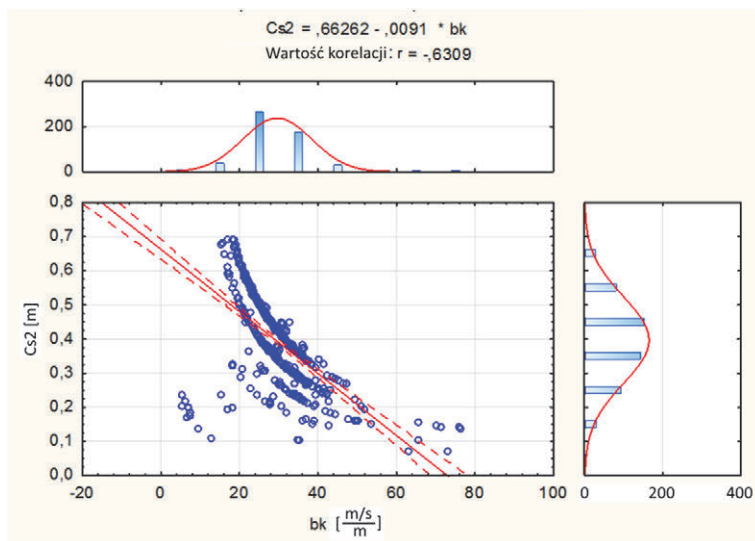
Rys. 7.26. Histogram wartości błędu metody



Rys. 7.27. Rozkład wartości błędu metody

Rysunek 7.28 jest jeszcze jednym dowodem na stosowalność nieliniowej metody opisu danych eksperymentalnych. Pokazuje on nieliniową zależność parametru nachylenia  $b_k$  od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$ . Widać na nim kilka nieliniowych pasm odpowiadających różnym wartościom pracy  $W$  podczas

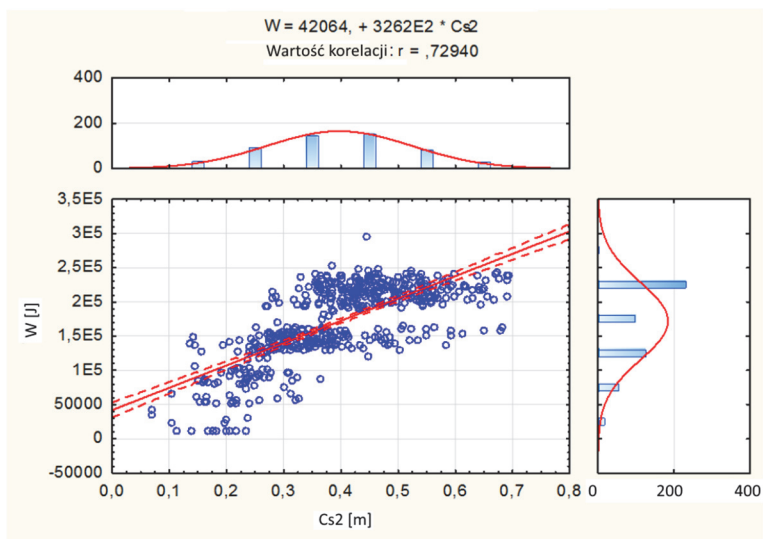
zderzenia. Taki układ danych warunkuje nieliniowy sposób opisu, a ten z kolei podnosi dokładność stosowanej metody obliczeniowej.



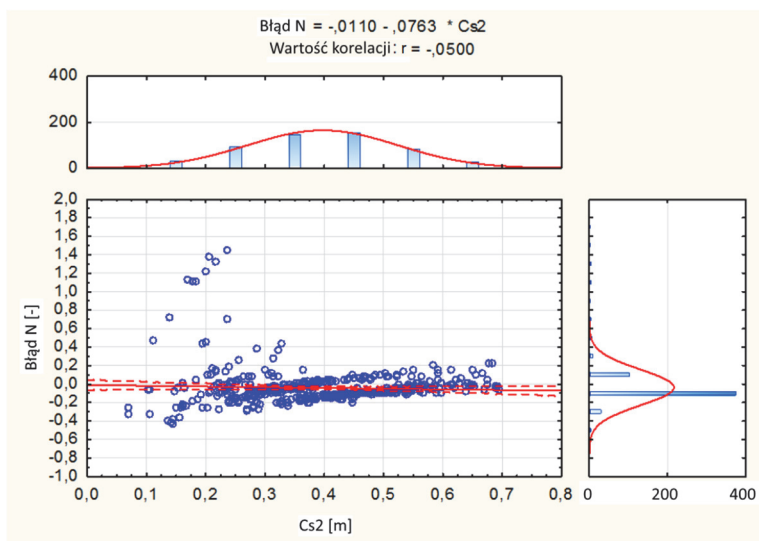
Rys. 7.28. Zależność parametru  $b_k$  i parametru  $C_{s2}$

Rysunek 7.29 pokazuje zależność korelacji pracy zderzenia  $W$  od parametru  $C_{s2}$ . Jeszcze raz widać na nim trzy charakterystyczne pasma pracy pokazane na poprzednich rysunkach w postaci histogramu. Jest to wynikiem istnienia kilku pasm prędkości pojazdów. Z pewnością takie zachowanie się wykresu utrudnia opis przypadków, nawet doskonalszą metodą nieliniową. Wielokrotnie sugerowano, że badania, których wynikiem jest baza NHTSA, miały na celu nie znajdowanie zależności pomiędzy zmiennymi i tworzenie na tej podstawie modelu obliczeniowego a jedynie nadawanie pojazdom certyfikatów dopuszczenia do ruchu drogowego. Stąd takie zachowanie się wartości danych.

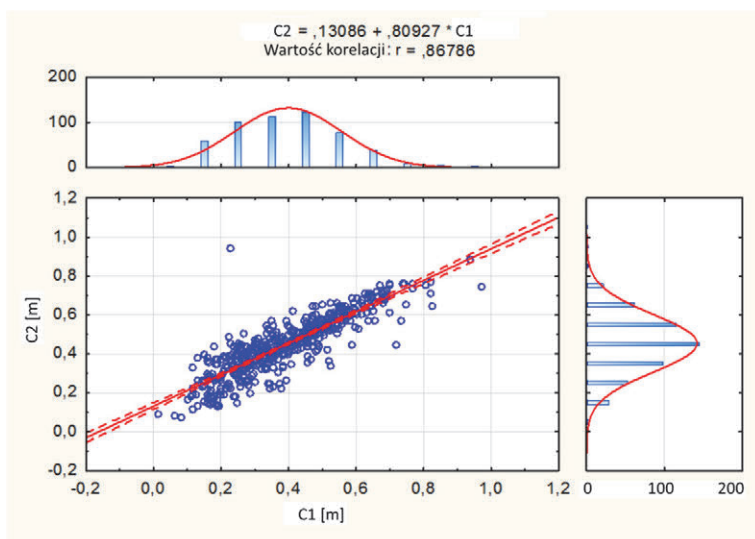
Rysunek 7.30 pokazuje słabą zależność błędu metody nieliniowej od parametru  $C_{s2}$ . Błąd metody liniowej, oprócz tego, że jest znacznie większy, silnie zależy od tego parametru.



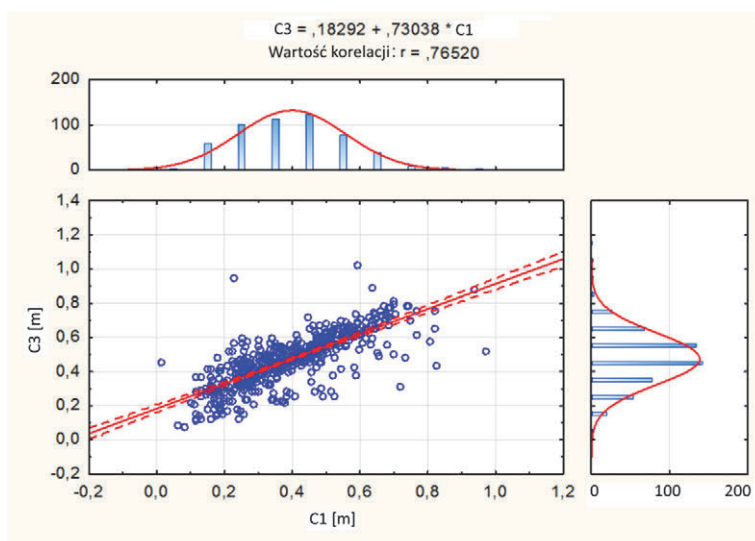
Rys. 7.29. Zależność parametru  $Cs_2$  i parametru  $W$



Rys. 7.30. Zależność parametru  $Cs_2$  i błędzie metody

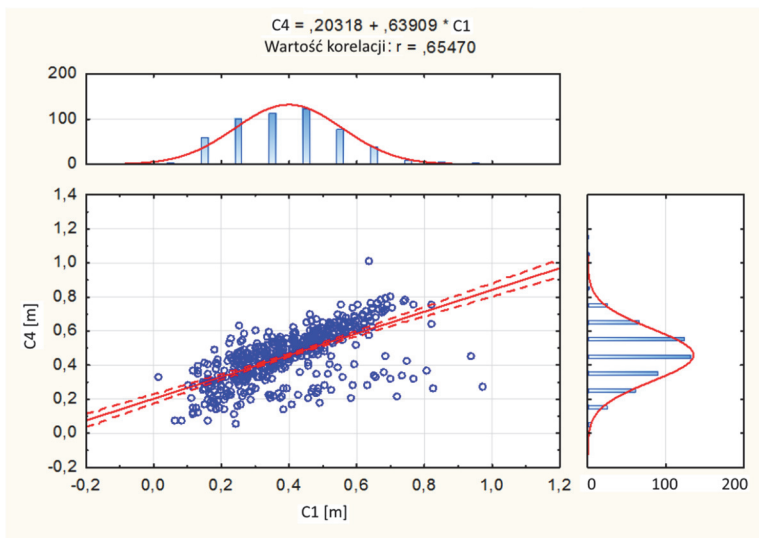


Rys. 7.31. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_2$

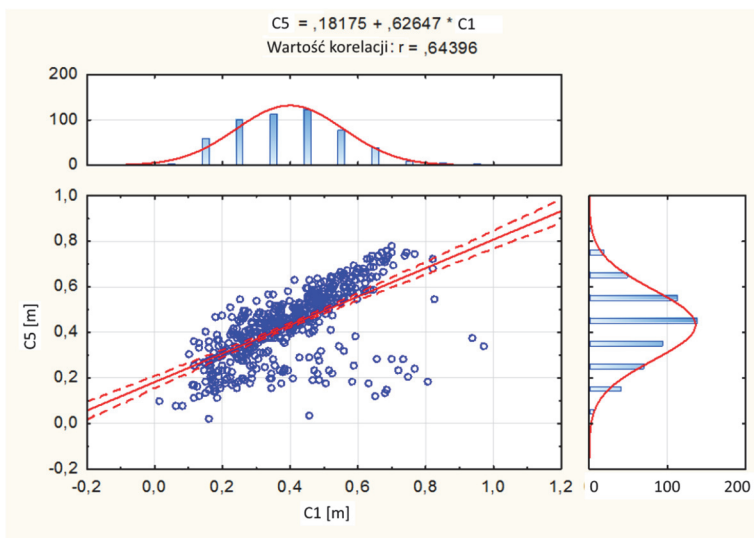


Rys. 7.32. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_3$

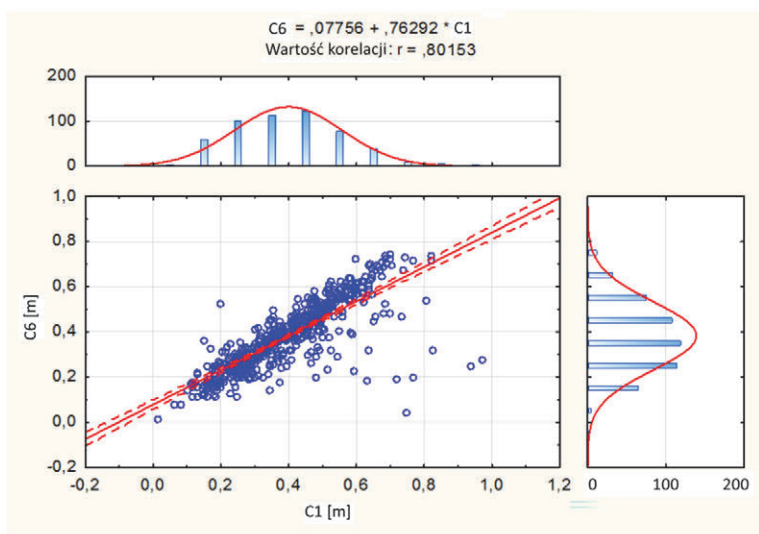




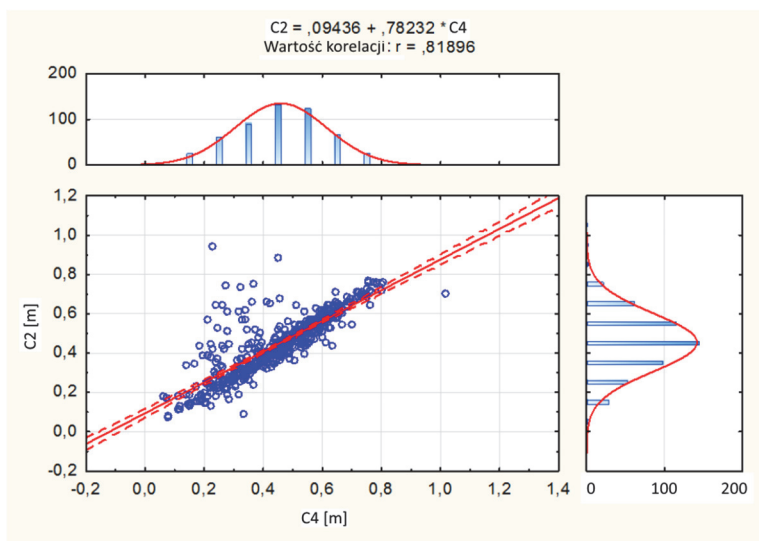
Rys. 7.33. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_4$



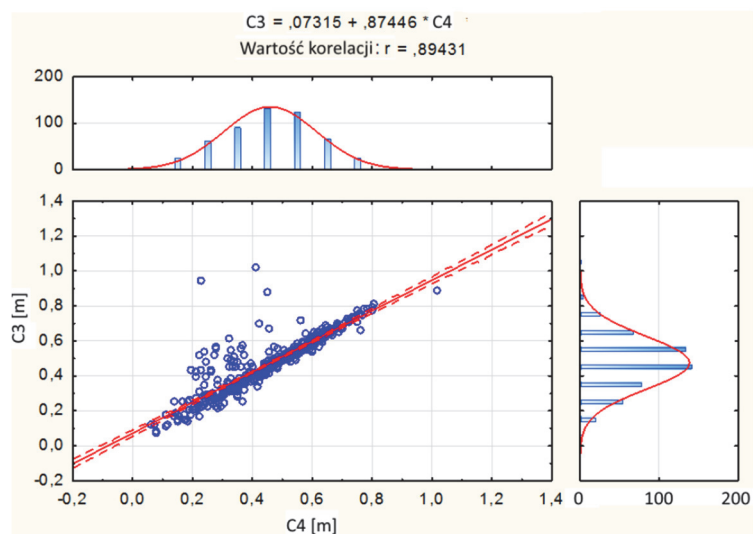
Rys. 7.34. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_5$



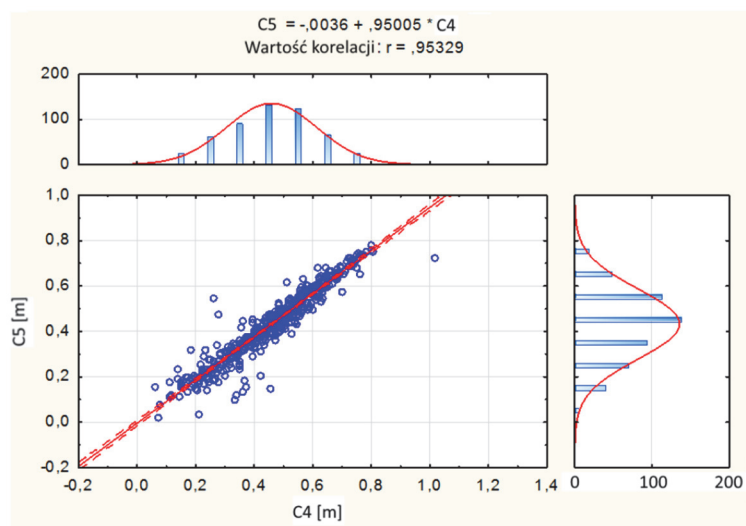
Rys. 7.35. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_6$



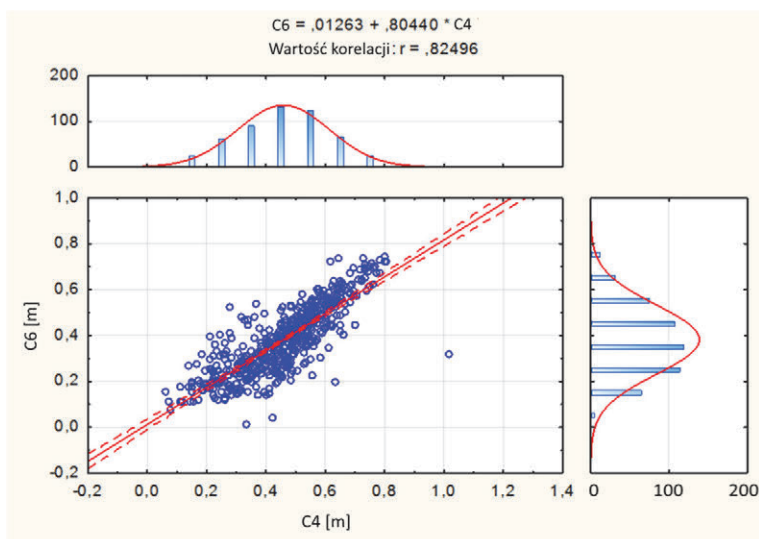
Rys. 7.36. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_2$



Rys. 7.37. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_3$



Rys. 7.38. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_5$



Rys. 7.39. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_6$

Powyżej, przy pomocy regresji liniowej, znaleziono zależność współczynników  $C_6$  od  $C_1$  dla wszystkich punktów doświadczalnych. Pomimo kilkudziesięciu punktów odstających przybliżenie liniowe jest dokładne i daje współczynnik korelacji zmiennych  $r$  prawie 0,8. Nieco słabszą korelację wykazuje para  $C_1$ - $C_4$ . Pokazuje to rys. 7.33, tu również uzyskano  $r$  około 0,7. Jest to więc nadal bardzo silna zależność pomiędzy zmiennymi. Należy zauważyć, że w tym przypadku również zależność liniowa dobrze przybliża dane doświadczalne. Rysunek ten pokazuje podobną ilość punktów odstających i to przy tych samych testach zderzeniowych. Takie trudne do interpretacji punkty będą w dalszym toku obliczeń usuwane. Jest ich około 20.

Zaproponowano nową postać wzoru na uogólniony współczynnik deformacji  $C_{s2}$  wyznaczany ze współczynników  $C_1$ - $C_6$  jako:

$$C_{s2} = \sqrt{(C_1 \cdot C_6 + C_2 \cdot C_5 + C_3 \cdot C_4 + C_1^2 + C_2^2 + C_3^2 + C_4^2 + C_5^2 + C_6^2)} \quad (7.2)$$

Taka postać wzoru na  $C_{s2}$  przyczyniła się do ograniczenia wpływu wspomnianych wyżej asymetrii rozkładów współczynników  $C_1$ - $C_6$ . Ważnym czynnikiem takiego nowego sposobu opisu jest jednak jego porównanie metodą regresji liniowej z poprzednim liniowym modelem  $C_s$ .

Uzyskany współczynnik korelacji przy porównaniu danych z bazy wynosi praktycznie  $r = 1$ , co potwierdza pełną stosowalność modelu obliczeniowego. Obecnie można tę zależność (nieliniową metodę wyznaczenia współczynnika

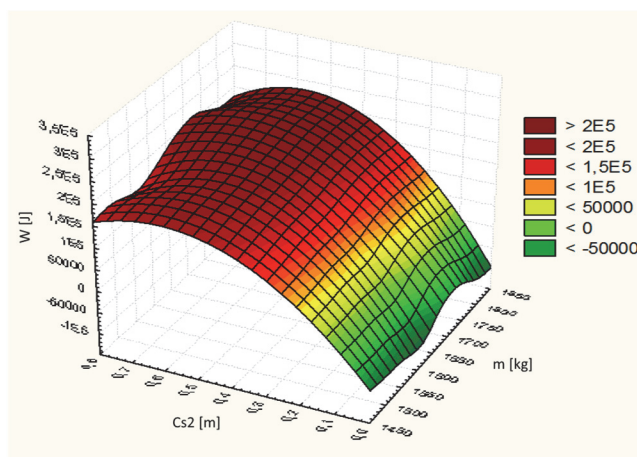
nachylenia  $b_k$  od uogólnionego współczynnika deformacji  $C_s$ ) poprzez jeszcze jednym dowodem. Ma on znaczenie praktyczne ponieważ założono, że w trakcie dalszych badań powstanie blok elektroniki oparty na dalmierzu laserowym, który po wprowadzeniu danych jako współczynników deformacji  $C_1$ - $C_6$ , a także parametrów w postaci modelu samochodu obliczy z nich prędkość pojazdu przed zderzeniem  $V_t$ .

Z pewnością poszczególne etapy obliczeń pośrednich w metodzie nieliniowej nie znalazłyby w takiej realizacji zastosowania. Zatem konieczne jest obliczanie pracy deformacji  $W$  bezpośrednio z uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$ . Takie ujęcie problemu jest możliwe, a jednocześnie potwierdza ono nieliniowość zachowania się zależności pracy  $W$  od współczynnika  $C_{s2}$ .

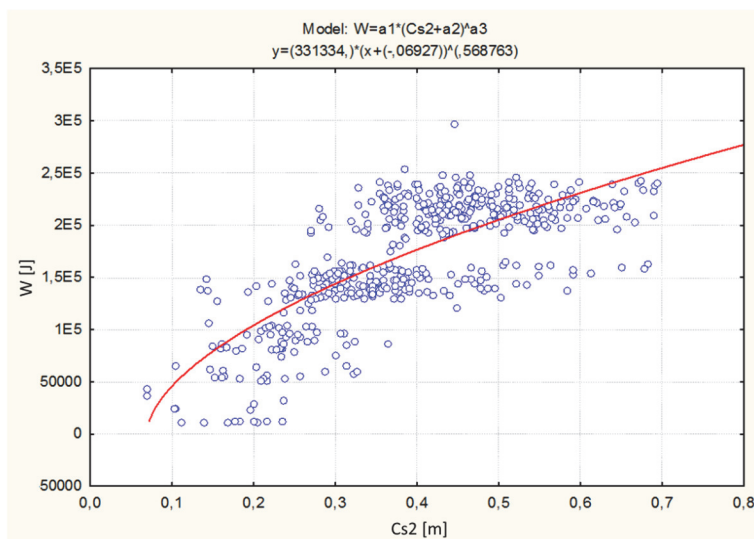
Właśnie to nieliniowe zachowanie się zależności zmiennych jest podstawą opracowanego modelu i może stanowić dobry punkt wyjścia do skonstruowania praktycznego miernika prędkości pojazdu. Rysunek 7.40 przedstawia tę nieliniową zależność, stosując aproksymację punktów doświadczalnych metodą najmniejszych kwadratów.

Tę podstawową dla przyjętego modelu zależność interpretuje się w taki sposób, iż zakłada się, że zachodzi zmniejszanie się nachylenia  $W = W(C_{s2})$ , ponieważ po dokonaniu się głębokiej deformacji nadwozia maleje jego sztywność – wszystkie elementy umocnień zostały zerwane przy mniejszych wartościach współczynnika  $C_{s2}$ . Stąd dalsze wgniecenie daje praktycznie pomijalny wzrost pracy odkształcenia  $W$ .

Rysunek 7.38 i powyższa interpretacja stanowi najmocniejszy dowód na stosowalność w praktyce modelu nieliniowego. Istotnym elementem jest analiza tej zależności przy pomocy funkcji odwzorowania  $C_{s2}$  w  $W$ . Dane doświadczalne zostały oczyszczone z punktów odstających i przeprowadzono przy pomocy pakietu estymację nieliniową zależności wybraną funkcją. Funkcję tę wybrano metodą prób obliczeniowych. Wynik przedstawia rys. 7.41.



Rys. 7.40. Nieliniowa zależność pracy odkształcenia  $W$  od  $C_{s2}$  i masy  $m$



Rys. 7.41. Zależność pracy  $W$  od  $C_{s2}$

Obliczono współczynniki funkcji  $a_1$ - $a_3$ , metodą Simplex przy standardowej postaci funkcji błędu. Tabela 7.3, zawierająca zestawienia wartości współczynników estymowanych, wskazuje na ich niewielkie odchylenia standardowe i bardzo wysoki współczynnik korelacji  $r = 0,76$ .

Tabela 7.3. Współczynniki estymacyjne

$a_1$	$a_2$	$a_3$
331333,7	-6,927447E-02	0,56876
9621,5	2,828445E-17	0,02697
34,4	-2,449207E+15	21,0922

Właśnie taka zależność w postaci funkcji  $W = W(C_{s2})$ , czyli bezpośrednie wyznaczenie pracy deformacji niesprężystej z uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$  powinna być realizowana w urządzeniu pomiarowym służącym do wyznaczenia prędkości pojazdu przed zderzeniem.

Proponowane podejście będzie testowane dla kilku pozostałych wystarczająco licznych klas pojazdów na podstawie zestawienia danych z NHTSA. Na podstawie tak wyznaczonego współczynnika  $W$  obliczono prędkość pojazdu przed zderzeniem, a następnie błąd powyższej metody. Wyniósł on jako błąd względny 5,4%.

Jak widać dla klasy pojazdów Intermediate wykreślono zależności pomiędzy zmiennymi w postaci korelacji i przedstawiono rozkłady samych danych. Zaprezentowane wykresy pokazują ograniczoną stosowalność danych bazy NHTSA do znajdowania modelu matematycznego opisującego zależności danych. Dane w bazie zostały zgromadzone dla nadania pojazdom certyfikatów i stąd podstawowy problem w postaci wąskich pasm prędkości testowych pojazdów. Pociąga to za sobą pasmowe zachowanie się pracy deformacji  $W$  i ogranicza możliwości tworzenia modelu matematycznego. Dzieje się tak ponieważ to właśnie współczynnik nachylenia  $b_k$  w zależności od prędkości pojazdu i od uogólnionego współczynnika deformacji jest wynikiem stosowania metody nieliniowego opisu. Wąskie pasma prędkości  $V_i$  pojazdu poddają się z trudem metodom estymacji zmiennych.

Ponadto istnieje rzeczywista trudność określenia błędu metody. Policzony błąd względny jest trudny do określenia i takie podejście może zostać uznane jedynie za pierwsze przybliżenie. Aby liczyć błędy prędkości pojazdu baza powinna posiadać podane odchylenia wartości pomiarowych.

## Podsumowanie

Dla klasy pojazdów Intermediate masy znajdują się w przedziale 1450-1850 kg, prędkości testowe  $V_i$  posiadają dwa wyraźne piki przy wartościach prędkości ok. 57 km/h i 48 km/h. Parametr zderzeniowy  $C_1$  przyjmuje wartości od ok. 0,11-0,84 m, posiada charakter rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_2$  przyjmuje wartości od ok. 0,1-0,79 m, na wykresach posiada charakteru rozkładu normalnego.

Parametr zderzeniowy  $C_3$  przyjmuje wartości od ok. 0,1-0,83 m, rozkład ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_4$  przyjmuje wartości od ok. 0,1-0,82 m, ma charakter rozkładu normalnego. Współczynnik  $C_5$  mieści się w zakresie od 0,1-0,78 m, i nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_6$  mieści się od 0,1-0,74 m, nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr  $C_{s2}$ , który jest uśrednionym współczynnikiem deformacji nadwozia pojazdu przyjmuje wartości od ok. 0,1-0,69 m i ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr szerokości zderzenia  $L_t$  dla analizowanej klasy mieści się w zakresie 1500-1600 mm i posiada punkty odstające o wartościach 5 czy 4 m, będące punktami posiadającymi błędne wartości wprowadzone do bazy danych. Parametr  $b_k$  nachylenia charakterystyki, przyjmuje wartości od ok. 17-43 m/s/m, z maksimum występującym przy wartości 29 m/s/m. Parametr pracy deformacji  $W$ , ma wyraźne trzy grupy wartości, co odróżnia ten rozkład od rozkładów dla pozostałych klas pojazdów. Parametr  $b_k$  w korelacji z parametrem  $C_{s2}$  zachowuje się nieliniowo i posiada pasma i współczynnik korelacji  $r = 0,73$ . Korelacja pomiędzy parametrem  $C_{s2}$  a błędem metody ukazuje słabą zależność błędu metody od współczynnika  $C_{s2}$ . Korelacja pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_2$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,87$  i dobre skupienie punktów w zależności liniowej. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_3$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,77$  i charakteryzuje ją większe rozproszenie punktów doświadczalnych. Korelacja parametrów  $C_1$  i  $C_4$  daje współczynnik korelacji  $r = 0,65$  i charakteryzuje ją jeszcze większe rozproszenie punktów doświadczalnych na wykresie co wynika z tego, że punkty  $C_1$  i  $C_4$  są stosunkowo odległe. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_5$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,64$  i posiada podobne rozproszenie punktów doświadczalnych. Korelacja rośnie i przyjmuje charakter prawie liniowy dla punktów  $C_1$  i  $C_6$ , wtedy współczynnik korelacji liniowej rośnie do ok.  $r = 0,80$ .

Następnie zostaną zbadane korelacje względem punktu względnie środkowego jakim jest punkt  $C_4$ . Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_2$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,82$  i przedstawia dobre skupienie punktów wokół zależności liniowej. Korelacja pomiędzy parametrem  $C_4$  a  $C_3$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,89 i bardzo dobrą zależność liniową. Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_5$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,95$  i bardzo dobrą zależność liniową, punkty te są nieodległe. Korelacja punktów  $C_4$  i  $C_6$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,82 ale punkty są rozproszone.



## 8. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy FullSize

Na podstawie wyników testów zderzeniowych National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) pokazano relacje pomiędzy prędkością zderzenia a deformacją nadwozia. Szczegółowej analizie poddano 300 wyników badań dla omawianej klasy pojazdów, zwracając uwagę na opis ich deformacji oraz na charakterystykę sztywności czołowej strefy zgniotu. Założono, że zderzenie jest centralne proste oraz pominięto fazę restytucji, uzyskując tym samym idealnie plastyczną deformację nadwozia. Ponadto przyjęto definicję kinetycznego współczynnika restytucji jako iloraz prędkości względnych po i przed zderzeniem ze znakiem minus, zaniedbując tym samym prędkość względną samochodu po zderzeniu. Kryterium to jest spełnione tym dokładniej im większy jest współczynnik deformacji  $C_s$ .

W tym celu aproksymowano powyższą zależność przy pomocy płaszczyzny drugiego stopnia w przestrzeni trójwymiarowej. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów dane doświadczalne zgromadzone w wyniku przeprowadzenia testów zderzeniowych z bazy NHTSA potwierdziły nieliniową zależność  $b_k$  od średniej deformacji nadwozia  $C_s$ .

Graficzne opracowanie uzyskanych wyników składa się z trzech niezależnych etapów postępowania. W pierwszej kolejności założono tabelaryczną wartość współczynnika  $b_k$  dla samochodów klasy FullSize równą 26 m/s/m, co odpowiada metodzie liniowej. W kolejnym kroku posłużono się aproksymacją wielomianową zależności  $b_k$  od  $C_s$  wykorzystując wielomian drugiego stopnia. Odpowiada to metodzie nieliniowej przy braku zależności współczynnika  $b_k$  od  $L_t$ . W trzecim etapie wprowadzono tę zależność uzyskując wartości  $V_t$  liczone z aproksymowanej dwuwymiarową płaszczyzną drugiego stopnia funkcji dwóch zmiennych ( $C_s$ ,  $L_t$ ). To podejście wpłynęło nie tylko na poprawienie dokładności wyznaczenia prędkości EES ale przede wszystkim na niezależność tego błędu od parametrów samochodu takich jak  $C_s$ ,  $L_t$  i  $m$ .

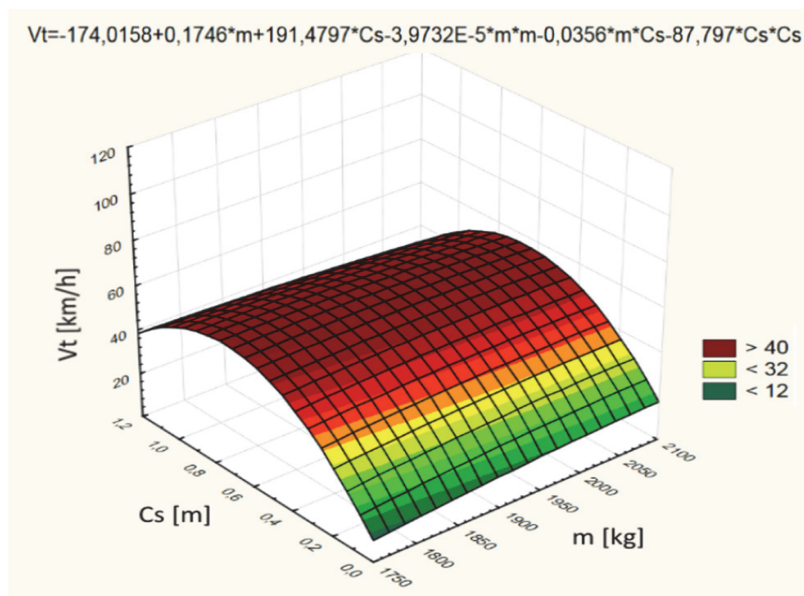
Na podstawie przeprowadzonych rozważań uznano, że funkcją najbardziej przybliżającą rozpatrywane przypadki dla omawianej klasy jest funkcja drugiego stopnia. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów wykreślono zależność wielkości średniej deformacji  $C_s$  od masy pojazdu  $m$  i jego prędkości  $V_t$ . Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na przedstawienie tej funkcji w następującej postaci:

$$\text{Model: } V_t = A_{1C} + B_{1C} \cdot m + C_{1C} \cdot C_s + D_{1C} \cdot m^2 + E_{1C}(m) \cdot C_s - F_{1C} \cdot C_s^2 \quad (8.1)$$

Wartości parametrów zastosowanych w zależności 8.1, przedstawiono w tabeli 8.1. Graficzna interpretacja powyższej zależności przedstawiona na rys. 8.1 potwierdza nieliniowy charakter funkcji  $C_s(V_t)$ .

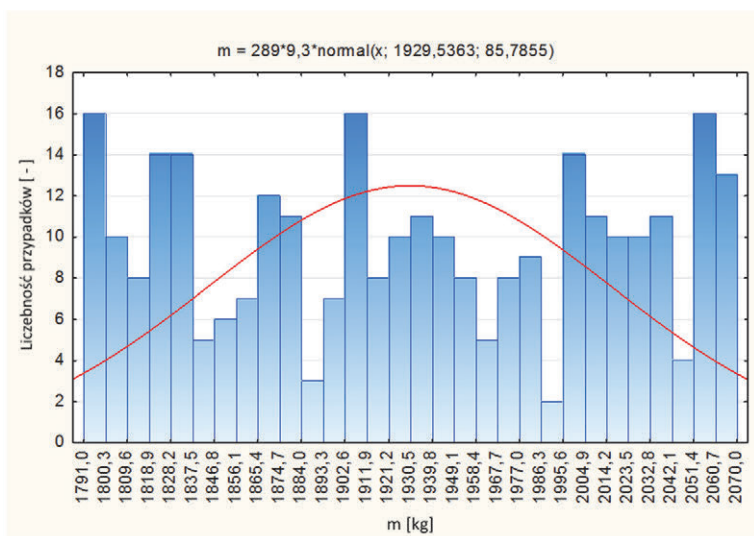
Tabela 8.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia

Współczynnik kierunkowy	Wartość współczynnika
$A_{1C}$	174,0158
$B_{1C}$	0,1746
$C_{1C}$	191,4797
$D_{1C}$	-3,9732E-05
$E_{1C}$	-0,0356
$F_{1C}$	-87,797



Rys. 8.1. Zależność parametru  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia

Podobnie jak dla poprzednich klas pojazdów poniżej zostanie przedstawiona metoda korelacji zmiennych i zostaną zaprezentowane dane. Samochody klasy FullSize posiadają duże masy i zachowują się podczas zderzeń bardziej regularnie co przejawia się w większej symetrii parametrów zderzeniowych  $C_1$  do  $C_6$ .

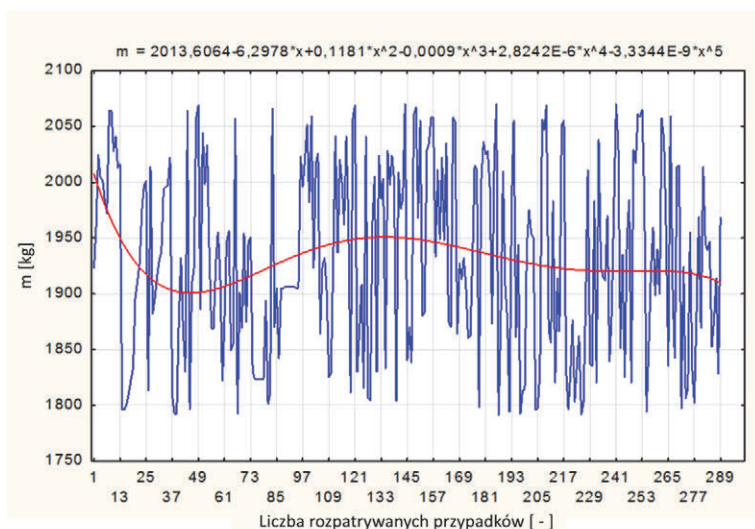


Rys. 8.2. Histogram wartości mas pojazdów

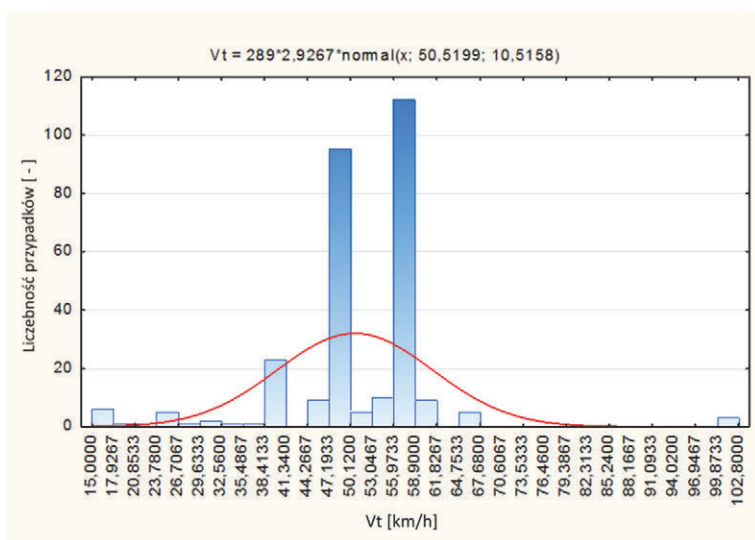
Rysunek 8.2 przedstawia w postaci histogramu rozkład mas pojazdów FullSize. Histogram przedstawia wyrównany rozkład ich wartości. Nie obserwuje się punktów charakterystycznych w przebiegu histogramu.

Rysunek 8.3 przedstawia rozkład wartości mas pojazdów. Na osi odciętych zaznaczono numer przypadku. Na rysunku pokazano dobrze określone pasmo mas z wąską wartością funkcji uśredniającej, zaznaczonej kolorem czerwonym.

Na rysunku 8.4 zaprezentowano histogram wartości prędkości pojazdów. Występuje tutaj zjawisko obecne także w różnym stopniu dla pozostałych klas pojazdów. Prędkości pojazdów obejmują praktycznie dwie wartości widoczne na histogramie w postaci dwóch ostrych oddzielonych od siebie pików. Przeważająca liczba pojazdów była rozpędzana podczas testu do tych dwóch prędkości. Utrudnia to znacznie budowanie modelu matematycznego, które to zadanie postawiono sobie w niniejszej pracy.

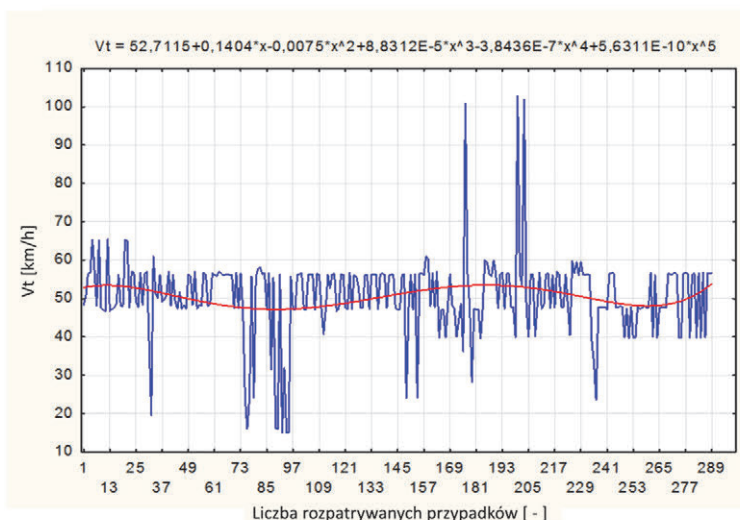


Rys. 8.3. Rozkład wartości mas pojazdów



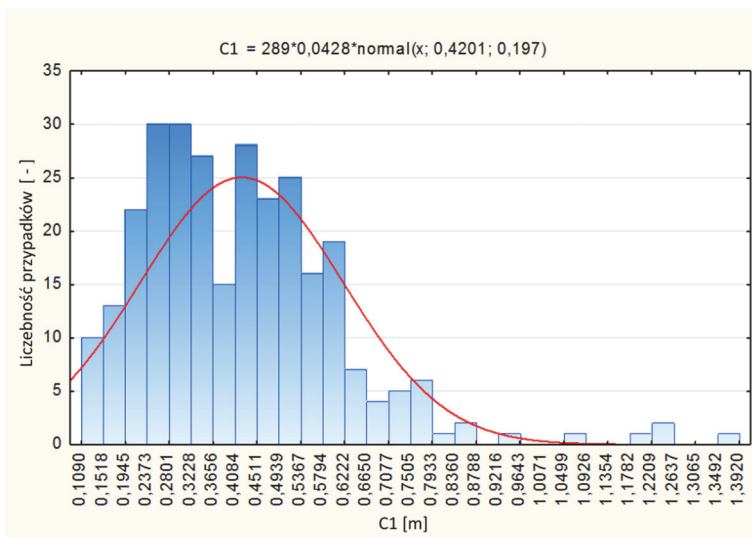
Rys. 8.4. Histogram wartości prędkości początkowych pojazdów

Rysunek 8.5 przedstawia rozkład wartości prędkości pojazdów w funkcji danych bazy jako numeru przypadku. Na wykresie przedstawiono istnienie praktycznie dwóch wartości prędkości pojazdów.

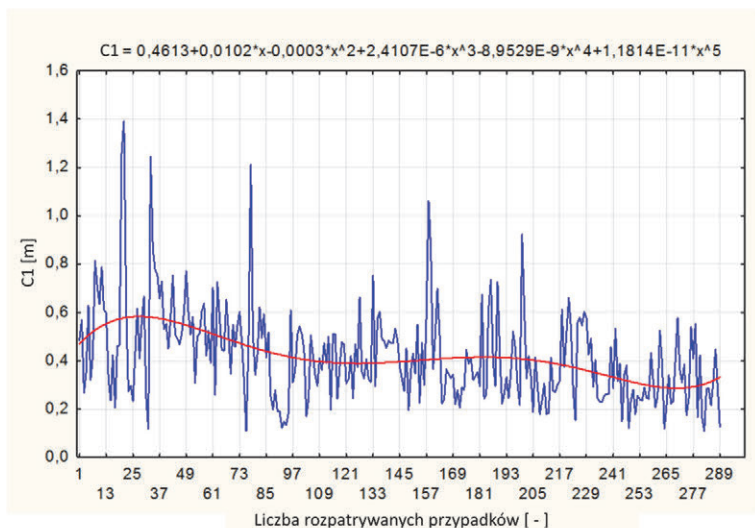


Rys. 8.5. Rozkład wartości prędkości początkowych pojazdów

Rysunek 8.6 przedstawia histogram wartości współczynnika deformacji  $C_1$ . Na rysunku można zauważyć liczne i odległe punkty odstające. Pomimo to rozkład ma charakter rozkładu normalnego z długim prawym zakresem wartości.



Rys. 8.6. Histogram wartości parametru  $C_1$



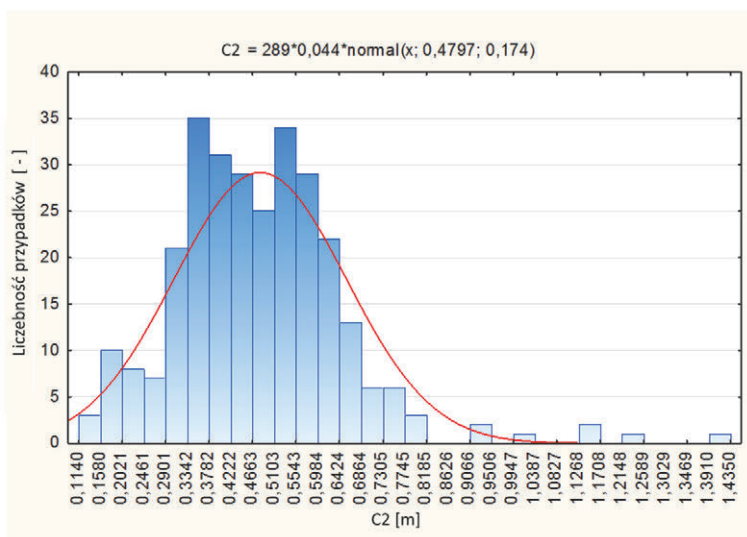
Rys. 8.7. Rozkład wartości parametru  $C_1$

Rysunek 8.7 przedstawia wykres wartości parametru  $C_1$ . Na osi odciętych zaznaczono numer przypadku w bazie. Ostre piki na wykresie pokazują punkty odstające. Rysunek prezentuje dobrze określoną wartość średnią rozkładu.

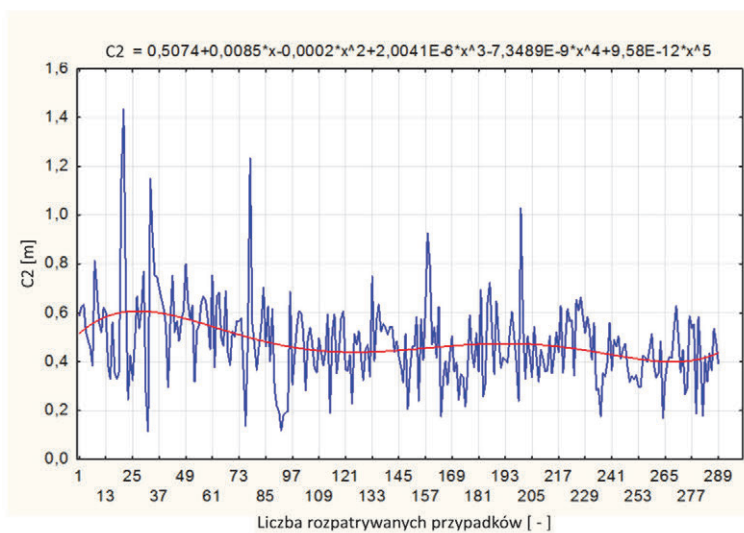
Histogram wartości współczynnika deformacji  $C_2$  pokazano na rys. 8.8. Rozkład wartości jest zbliżony do normalnego pomimo podobnych jak dla parametru  $C_1$  punktów odstających.

Rysunek 8.9 przedstawia rozkład wartości parametru zderzeniowego  $C_2$  w funkcji numeru przypadku. Zakres wartości zmiennej jest dobrze określony i posiada dobrze określoną wartość średnią.

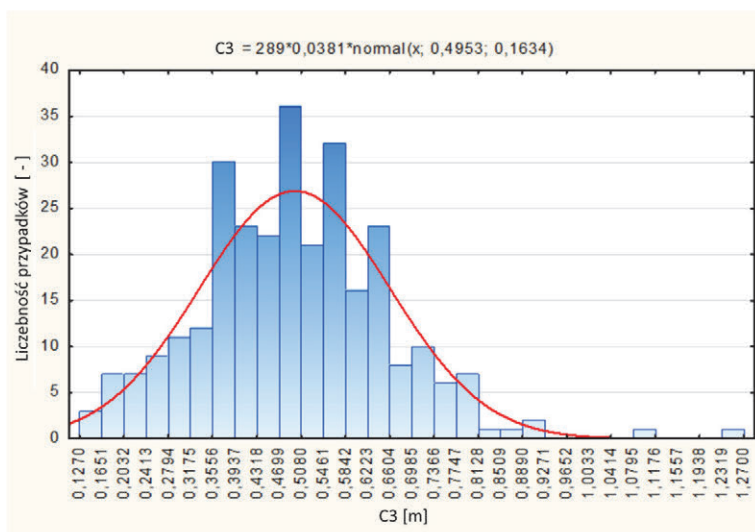
Rysunek 8.10 przedstawia histogram wartości parametru  $C_3$ . Rozkład jest dobrze opisany przez rozkład normalny. Rysunek pokazuje nieliczne punkty odstające od głównego zakresu wartości. Parametr  $C_3$  odpowiada punktowi pomiarowemu leżącemu w pobliżu osi pojazdu. Takie zachowanie się danych jest w pełni zgodne z zamieszczonym wcześniej opisem dla klasy.



Rys. 8.8. Histogram wartości parametru  $C_2$

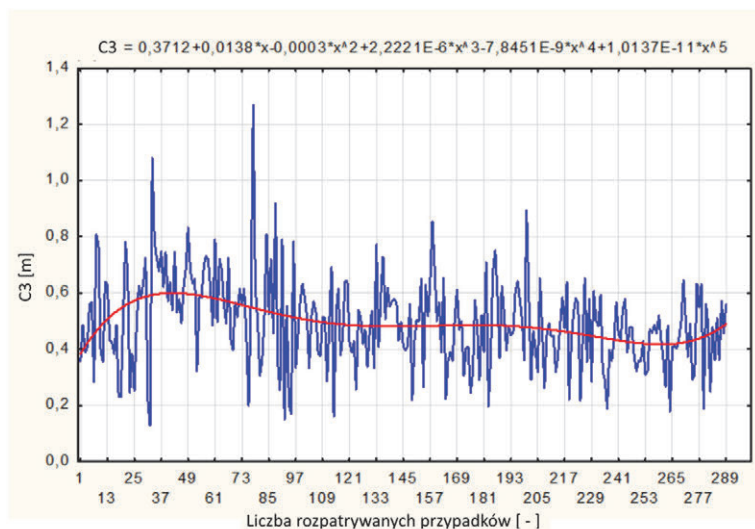


Rys. 8.9. Rozkład wartości parametru  $C_2$



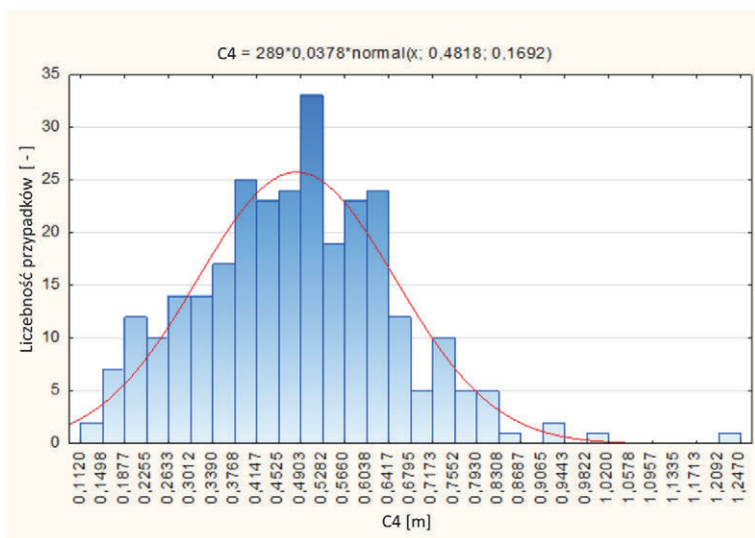
Rys. 8.10. Histogram wartości parametru  $C_3$

Rysunek 8.11 (rys. 8.13) przedstawia rozkład wartości parametru  $C_3$ . Rozkład na histogramie przedstawionym na rys. 8.12 jest zbliżony do rozkładu normalnego. Podobnie na rys. 8.14. Przedstawiono tam histogram wartości parametru zderzeniowego  $C_5$ , którego rozkład ma postać zbliżoną do rozkładu normalnego, posiada niewiele punktów odstających.

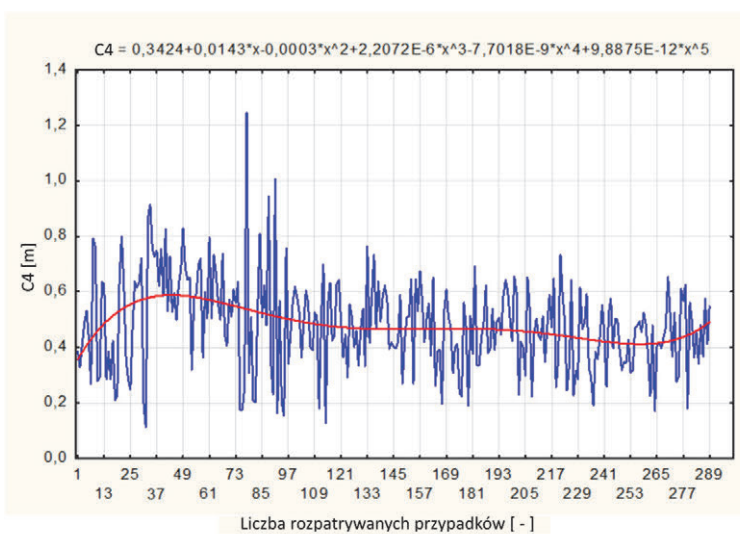


Rys. 8.11. Rozkład wartości parametru  $C_3$

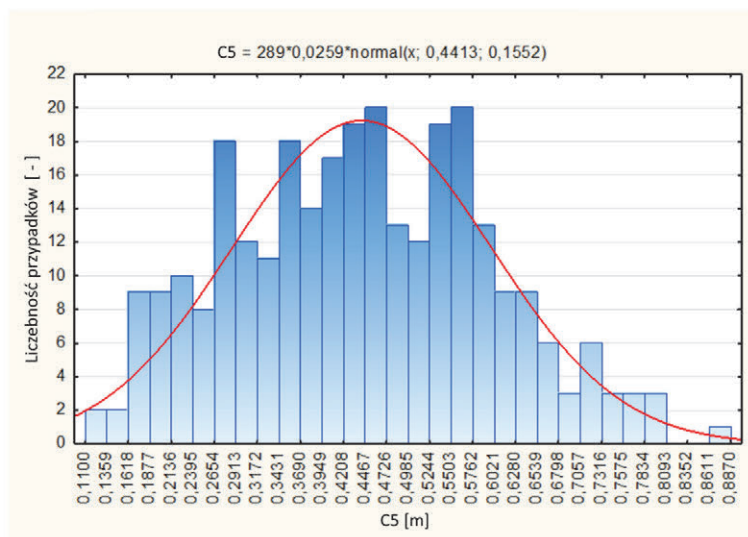




Rys. 8.12. Histogram wartości parametru  $C_4$

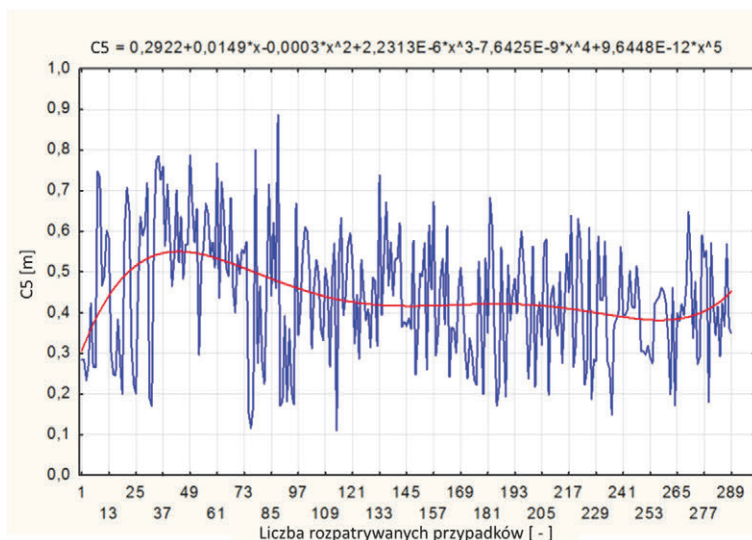


Rys. 8.13. Rozkład wartości parametru  $C_4$

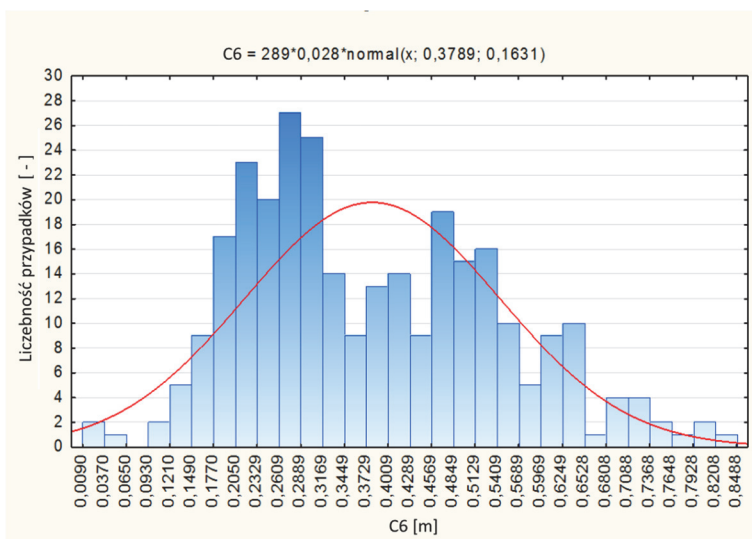


Rys. 8.14. Histogram wartości parametru  $C_5$

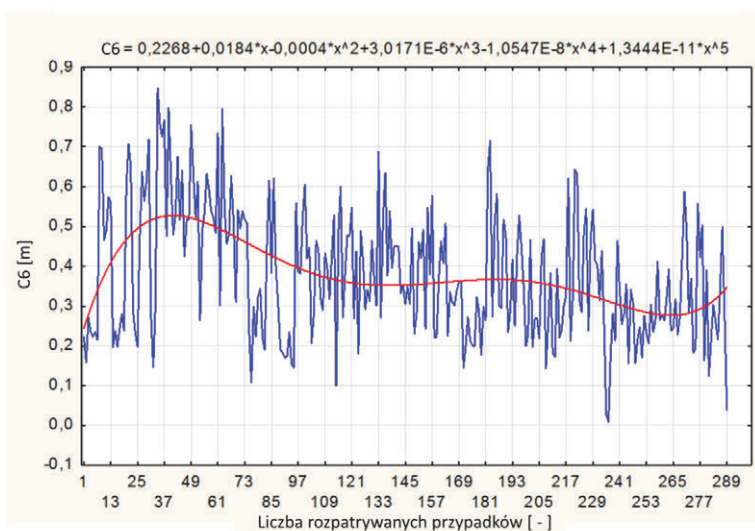
Na rysunku 8.15 można zauważyć małą ilość punktów odstających i dobrze określoną średnią wartość parametru. Na osi odciętych zaznaczono numer przypadku w bazie.



Rys. 8.15. Rozkład wartości parametru  $C_5$



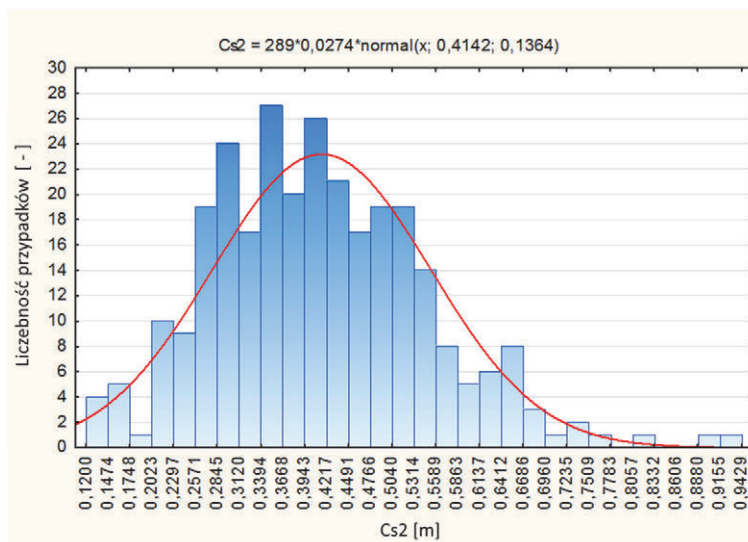
Rys. 8.16. Histogram wartości parametru  $C_6$



Rys. 8.17. Rozkład wartości parametru  $C_6$

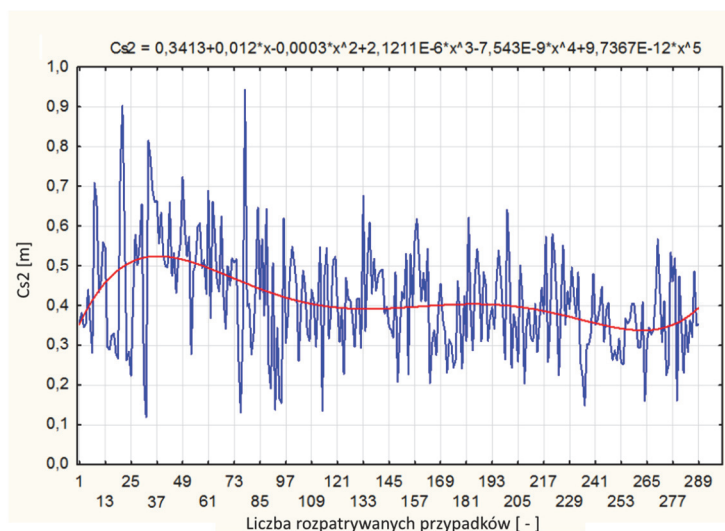
Analogicznie jak dla poprzednich parametrów zderzeniowych wykreślono histogram wartości parametru  $C_6$ . Rozkład odbiega od rozkładu normalnego. Punkt  $C_6$  znajduje się z brzegu pojazdu daleko od jego osi. Powstała nieregularność danej jest więc w pełni uzasadniona i została opisana kilkakrotnie podczas wcześniejszych analiz.

Na rysunku 8.18 pokazano histogram wartości parametru uogólnionego współczynnika deformacji  $C_{s2}$ . Dane, dzięki nowej formule obliczeniowej wiążące je w sposób bardziej złożony niż poprzednio, układają się w tym przypadku w sposób możliwy do przybliżenia rozkładem normalnym.



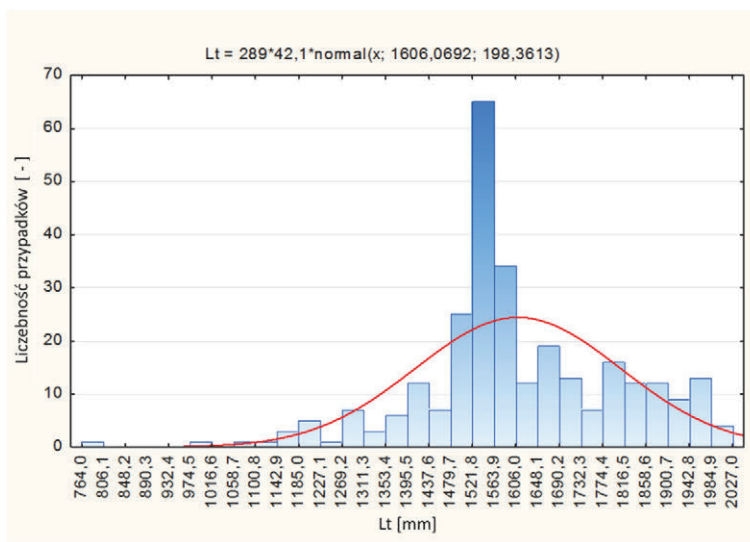
Rys. 8.18. Histogram wartości parametru  $C_{s2}$

Ten sam parametr  $C_{s2}$  został zaprezentowany na rys. 8.19 w postaci rozkładu wartości.

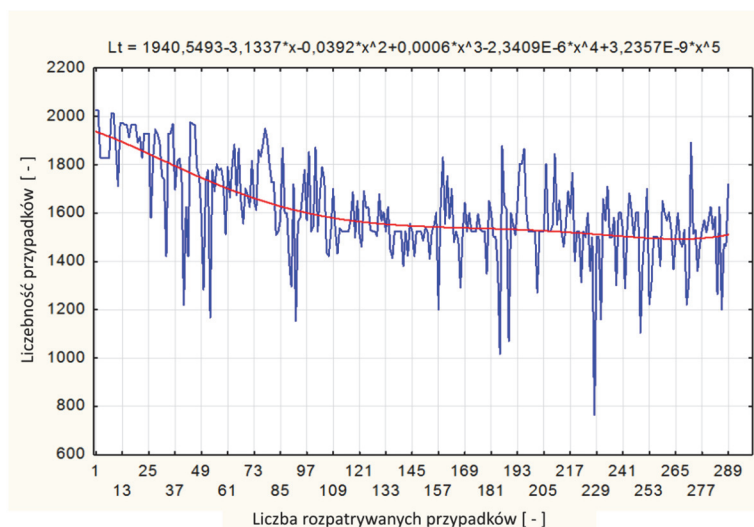


Rys. 8.19. Rozkład wartości parametru  $C_{s2}$

Na rysunku 8.20 przedstawiono histogram wartości współczynnika szerokości zderzeniowej pojazdu  $L_t$ . Rozkład wartości odbiega od rozkładu normalnego. Istnieją na histogramie punkty odstające jako pojazdy o szerokości poniżej 1 m. Dla klasy FullSize istnieje znaczna w porównaniu z innymi rozpiętość zakresu wartości szerokości pojazdu.

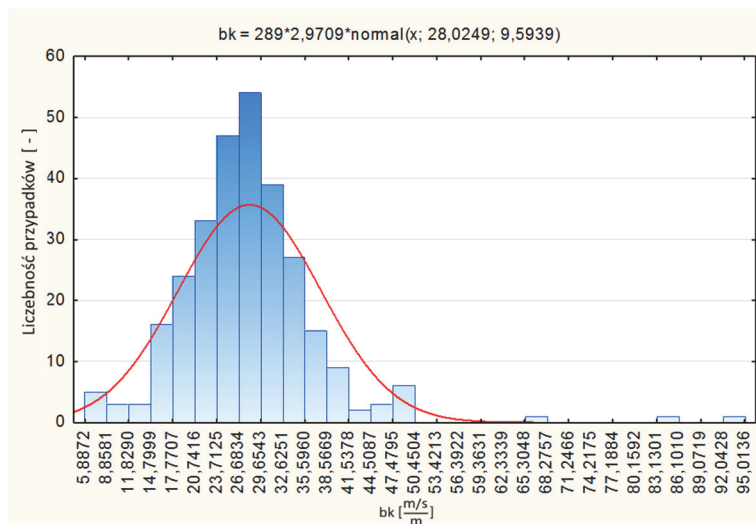


Rys. 8.20. Histogram wartości parametru  $L_t$



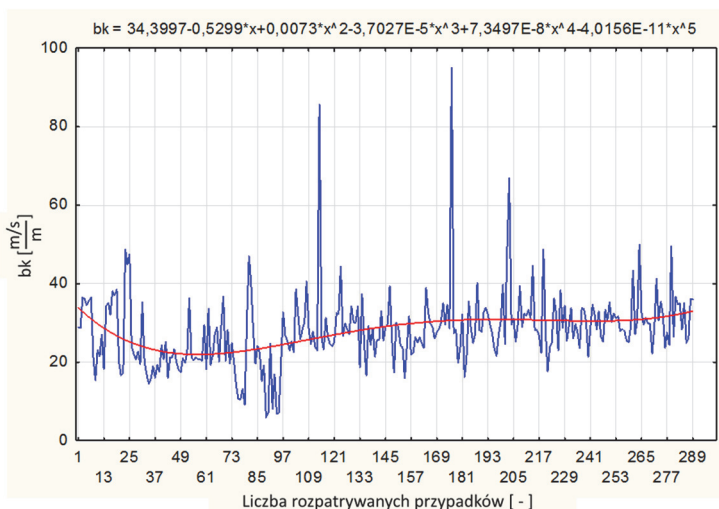
Rys. 8.21. Rozkład wartości parametru  $L_t$

Histogram wartości współczynnika nachylenia  $b_k$  pokazano na rys. 8.22. Współczynnik ten jak przedstawia to histogram przyjmuje wartości z pewnego zakresu wielkości. Nie jest więc poprawne przyjmowanie go jako stałej co jest podstawą metody liniowej. Dlatego ten i podobne wykresy dla innych klas najlepiej uzasadniają zastosowanie metody nieliniowej jako metody opracowania danych.



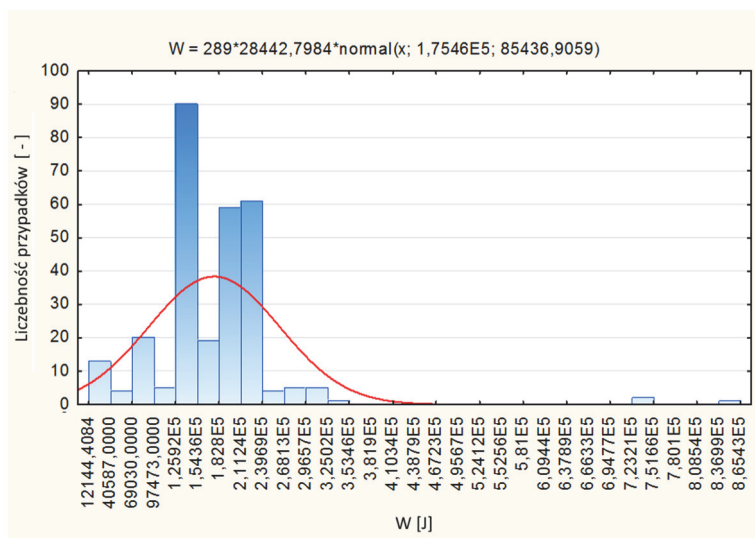
Rys. 8.22. Histogram wartości parametru  $b_k$

Na rysunku 8.23 pokazano rozkład wartości współczynnika  $b_k$  w funkcji numeru przypadku w bazie. Widać na nim wiele punktów odstających.

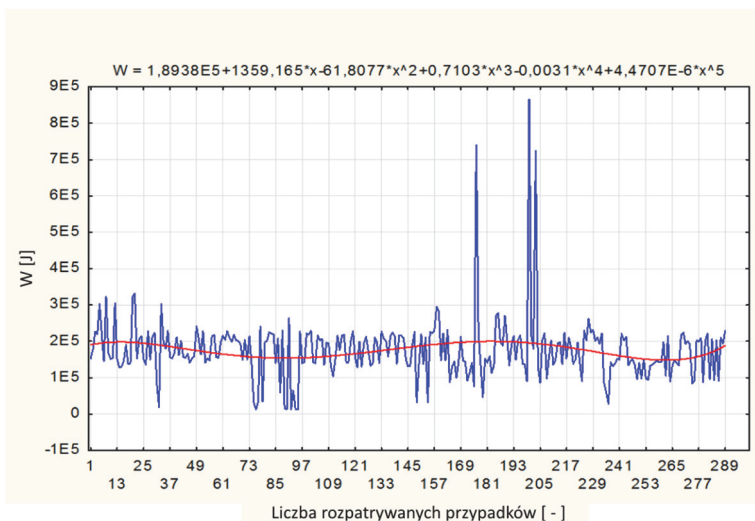


Rys. 8.23. Rozkład wartości parametru  $b_k$

Rysunek 8.24 przedstawia histogram wartości pracy odkształcenia  $W$ . Dane są zgrupowane w obszarze zbliżonym do jednej centralnej wartości. Na wykresie histogramu można zaobserwować niewiele punktów odstających dla dużych wartości pracy  $W$ . Rozkład nie ma charakteru rozkładu normalnego. Taki proponowany rozkład normalny będący najlepszym przybliżeniem rozkładu eksperymentalnego jest wykreślony czerwoną linią.

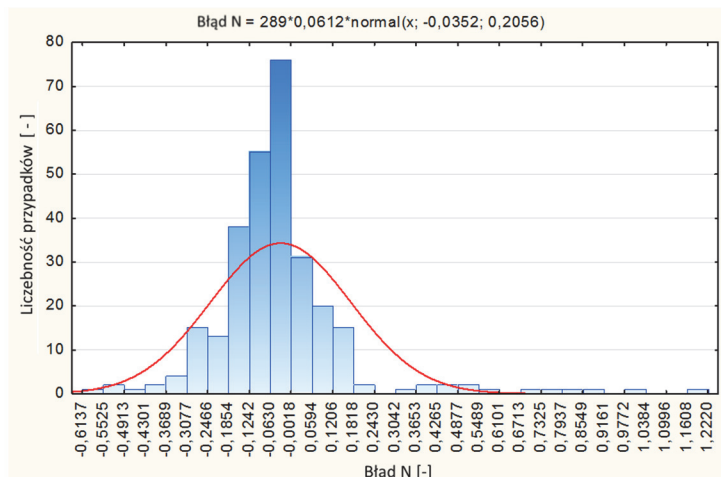


Rys. 8.24. Histogram wartości parametru  $W$



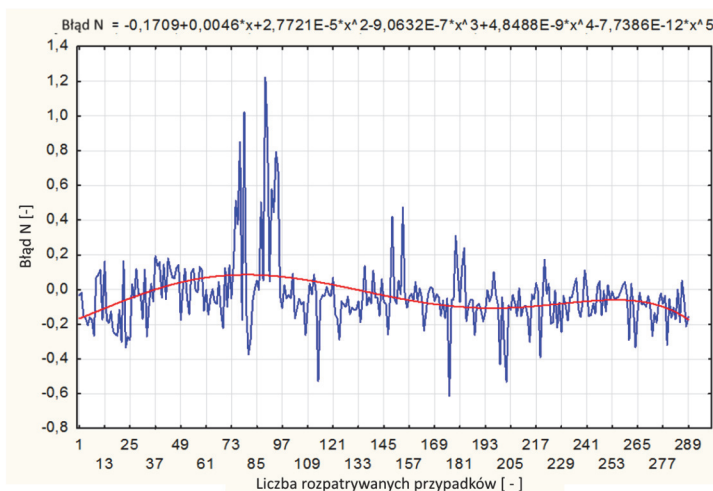
Rys. 8.25. Rozkład wartości parametru  $W$

Rysunek 8.26 przedstawia histogram wartości błędu metody nieliniowej. Błąd ten średnio wynosi kilkanaście procent i jest mniejszy od błędu metody liniowej nawet kilkukrotnie. Istotnym faktem potwierdzającym skuteczność metody nieliniowej jest także słaba zależność błędu metody od parametru  $C_s$ .



Rys. 8.26. Histogram wartości błędu metody nieliniowej

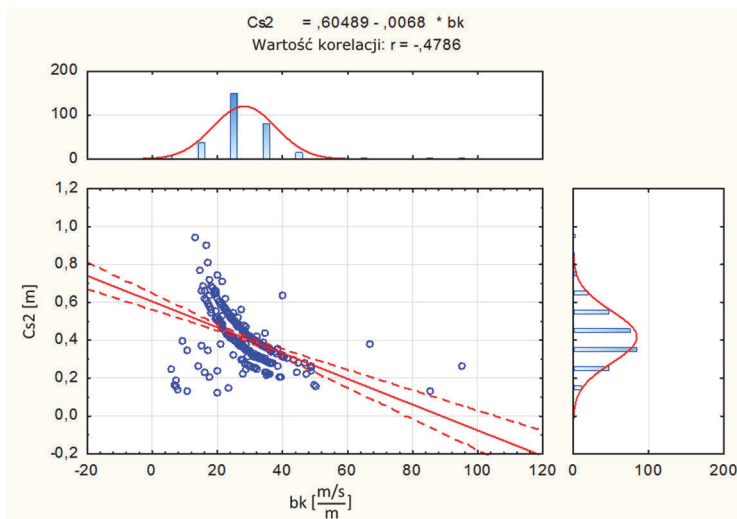
Rysunek 8.27 przedstawia rozkład wartości błędu metody nieliniowej. Na osi odciętych są zaznaczone numery przypadków w bazie. Na wykresie pokazano kilka punktów odstających o dużych wartościach błędu. Mogą one pochodzić z błędu wprowadzenia danych do bazy. Takie punkty znacznie utrudniają modelowanie sytuacji eksperymentalnej.



Rys. 8.27. Rozkład wartości błędu metody nieliniowej

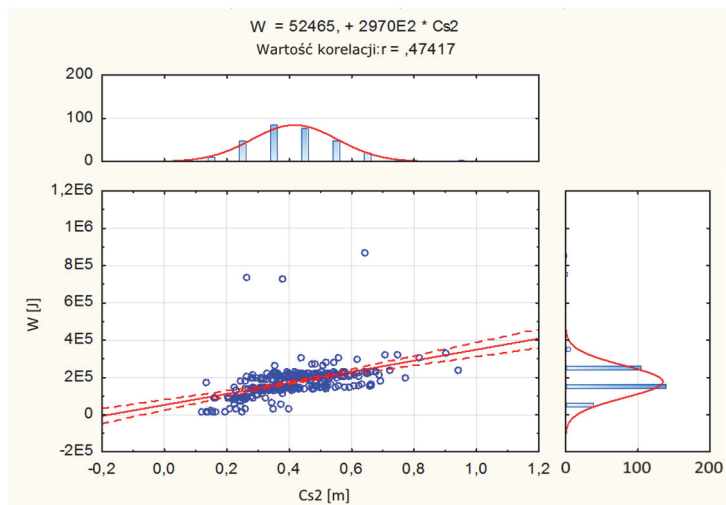


Rysunek 8.28 pokazuje w postaci korelacji zależność parametrów  $b_k$  i  $C_{s2}$ . Zależność ta z pewnością nie jest liniowa. Policzony współczynnik korelacji liniowej ma małą wartość poniżej 0,5. Na rysunku uwidoczniono charakterystyczne trzy pasma w obszarze analizowanej zależności.



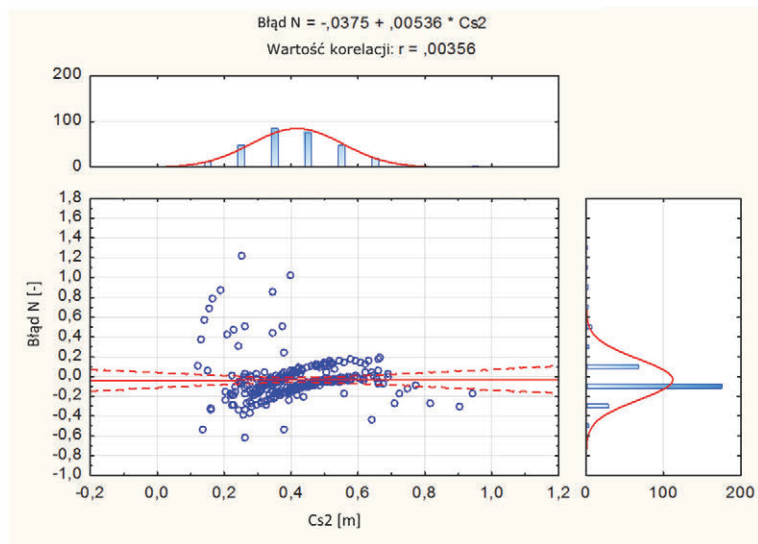
Rys. 8.28. Zależność parametru  $b_k$  i parametru  $C_{s2}$

Rysunek 8.29 przedstawia korelację parametru  $C_{s2}$  i pracy odkształcenia  $W$ . Zależność jest liniowa ze znacznym współczynnikiem korelacji około 0,5. Na wykresie pokazano kilka punktów odstających dla dużych wartości pracy deformacji  $W$ .



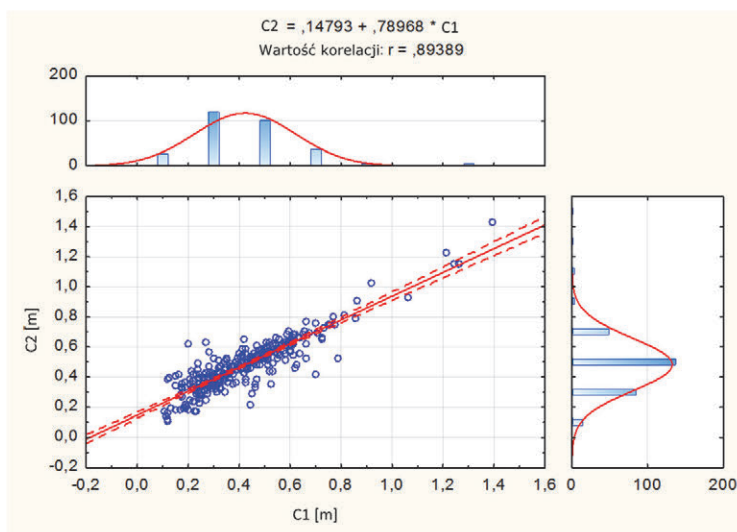
Rys. 8.29. Zależność parametru  $C_{s2}$  i parametru  $W$

Rysunek 8.30 przedstawia zależność błędu metody nieliniowej od odkształcenia  $C_{s2}$ . Pokazano na nim wiele punktów odstających dla większych wartości błędu i grupę większości przypadków dających małe wartości błędu. Metoda nieliniowa pozwala na uzyskanie średnio niewielkiego błędu wyznaczenia prędkości pojazdu przed zderzeniem rzędu kilku procent. Metoda liniowa charakteryzuje się dużo większym błędem wyznaczenia tego parametru i silną zależnością wartości błędu metody od parametru  $C_{s2}$ .



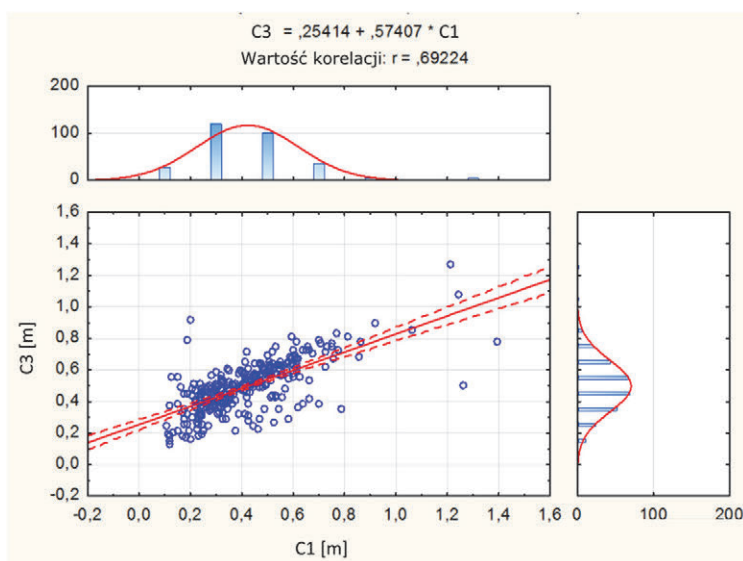
Rys. 8.30. Zależność parametru  $C_{s2}$  i błędu metody nieliniowej

Rysunek 8.31 i kolejne przedstawiają korelacje pomiędzy parametrami  $C_1$  do  $C_6$ . Analiza rysunku pozwala określić centralność zderzenia pojazdu, a także zależności pomiędzy wartościami dla parametrów leżących blisko siebie na przedniej linii nadwozia. Na rysunku 8.31 pokazano liniową zależność pomiędzy wartościami parametrów dla blisko leżących punktów  $C_1$  i  $C_2$ . Współczynnik korelacji jest znaczny i praktycznie nie obserwuje się istnienia punktów odstających.



Rys. 8.31. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_2$

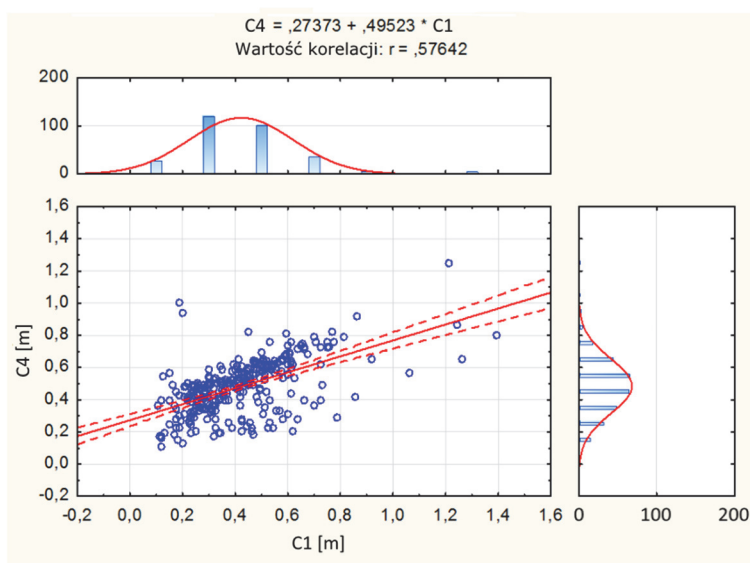
Analogicznie jak poprzednio na rys. 8.32 wykreślono korelację pomiędzy wartościami parametrów  $C_1$  i  $C_3$ . Ponieważ punkty te są bardziej odległe od siebie współczynnik korelacji ma mniejszą wartość i na wykresie zależności pomiędzy parametrami widać więcej punktów odstających. Jednak zwraca uwagę fakt grupowania się większości punktów dla przedziału wartości parametru  $C_1$  około 0,2 do 0,6 m i zachowania w tym przedziale zależności liniowej.



Rys. 8.32. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_3$

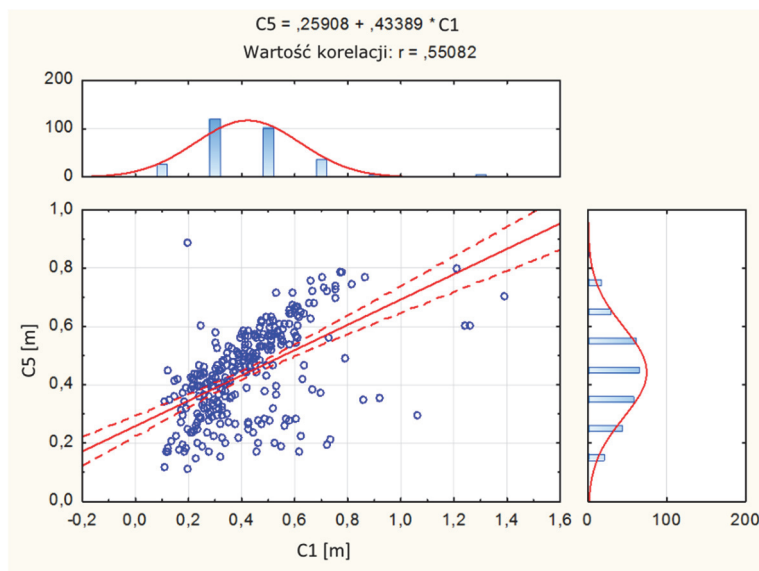
Takie uszeregowanie rysunków według narastającej odległości pomiędzy punktami pomiarowymi stanowi dobry punkt wyjścia do rozważań na temat regularności zderzeń i wtórnej deformacji nadwozia.

Rysunek 8.33 pokazuje korelację pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_4$ . Punkty te są odległe i leżą niesymetrycznie względem osi pojazdu. Punkt  $C_4$  leży blisko osi, a punkt  $C_1$  na brzegu nadwozia. Współczynnik korelacji pomiędzy parametrami jest niewielki, a na rysunku widać wiele punktów odstających. Pominięcie takich punktów odstających stanowi jak to wynika z porównania rysunków znaczący problem. Nie jest ono możliwe przy zastosowanym tworzeniu modelu matematycznego. Decyduje o tym przede wszystkim liczność bazy. Przy zastosowanej metodzie obliczeń jest ona niewystarczająca. Dalsze zmniejszenie liczności przypadków w istotny sposób wpływa na dokładność prowadzonych obliczeń. Jednak przed taką redukcją liczby branych pod uwagę przypadków w kierunku pomijania punktów odstających z rysunków, takich jak rys. 8.33, przestrzega porównanie z kilkoma poprzednimi rysunkami gdzie praktycznie nie istniały punkty odstające, a współczynniki korelacji miały znacznie większe wartości. Nieregularne deformacje dotyczą tylko punktów odległych i położonych niesymetrycznie względem osi pojazdu. Także wiele tych punktów odstających wnosi konstruktywny wkład do budowania zaprezentowanego modelu matematycznego. Jest także do obronienia teza iż wiele z tych punktów odstających pochodzi z błędów pomiarowych przy określaniu w eksperymencie wartości parametrów  $C_1$  do  $C_6$ .



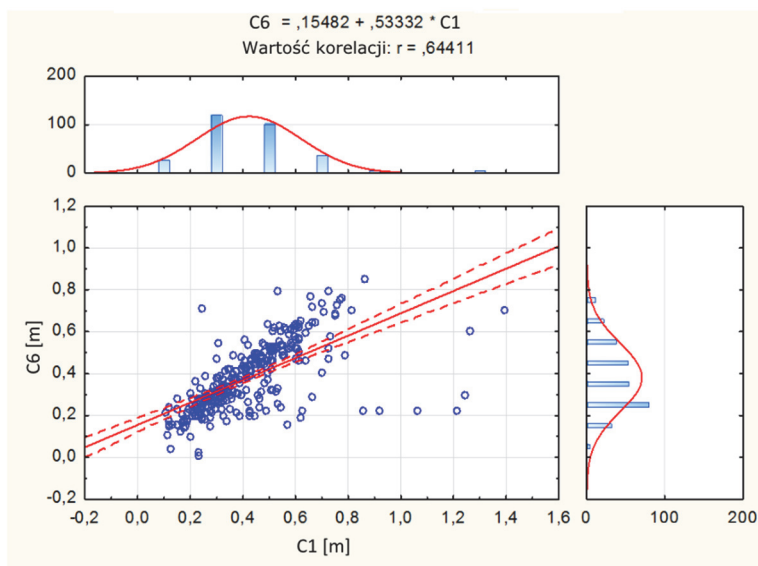
Rys. 8.33. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_4$

Rysunek 8.34 przedstawia jeszcze mniejszą wartość korelacji pomiędzy wartościami parametrów  $C_1$  i  $C_5$ . Dopiero jednak z rys. 8.34 może stanowić punkt wyjścia do analizy przypadku.



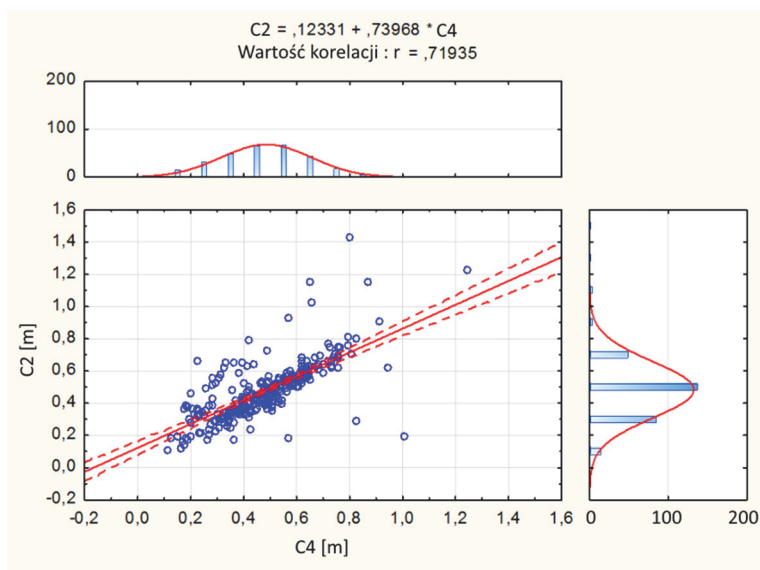
Rys. 8.34. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_5$

Rysunek 8.35 pokazuje korelację pomiędzy parametrami  $C_1$  i  $C_6$ . Punkty leżą symetrycznie po obu stronach nadwozia. Znacząco widoczną korelację pomiędzy parametrami zaburzają punkty odstające dla dużych wartości parametru  $C_1$ . Z pewnością nie przedstawiają one zderzeń w pełni centralnych. Takie nieregularne zachowanie się wartości pomiarowych nie jest także wynikiem niewielkich wtórnych deformacji nadwozia. Pochodzeniem takich punktów może być błąd wprowadzenia danych do bazy. Zasadność przedstawienia na rysunkach wykresów danych eksperymentalnych i korelacji jest znaczna, ponieważ pokazuje między innymi trudności z jakimi zetknięto się przy budowaniu modelu matematycznego z dostępnymi w bazie danych.



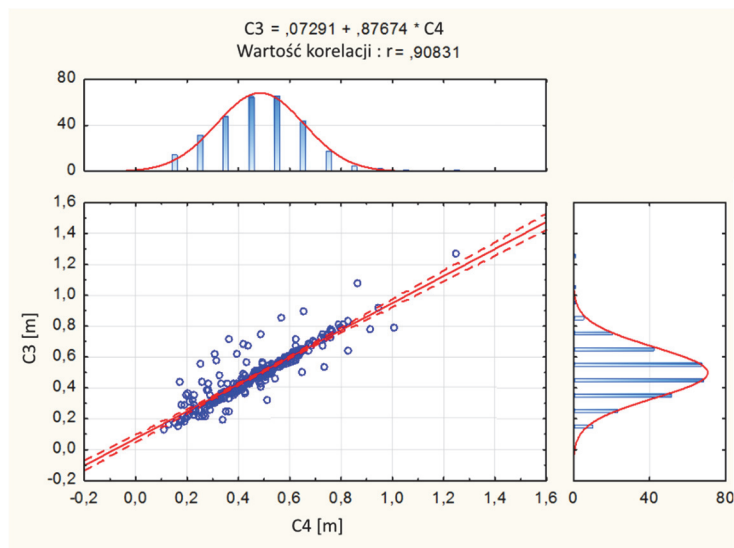
Rys. 8.35. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_6$

Na rysunku 8.35 pokazano korelacje pozostałych parametrów z parametrem  $C_4$ . Rysunek 8.36 pokazuje silną korelację dla dwóch relatywnie nieoddległych punktów  $C_4$  i  $C_2$ . Pomimo ich niewielkiej odległości widać na nim szereg punktów odstających.



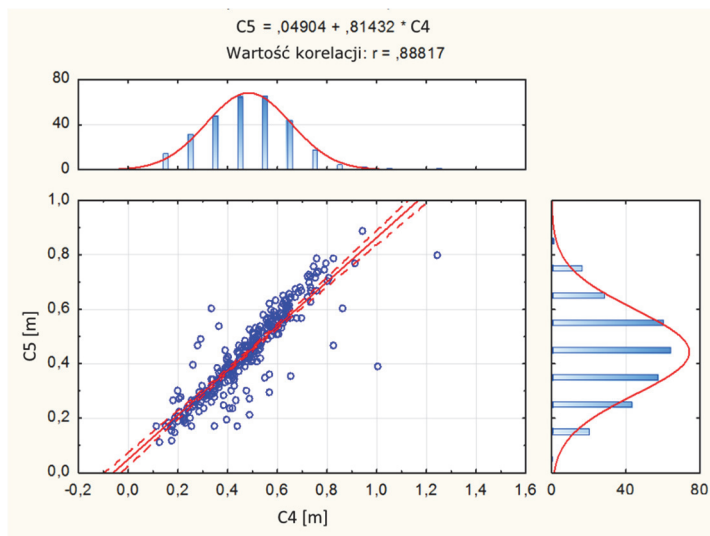
Rys. 8.36. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_2$

Dla wartości mierzonych w punktach mniej odległych istnieje mniejsza ilość punktów odstających, pokazuje to rys. 8.37, ilustruje on gęste zgrupowanie punktów w zakresie wartości 0,2 do 0,6 m, pozostałe punkty są mniej liczne.



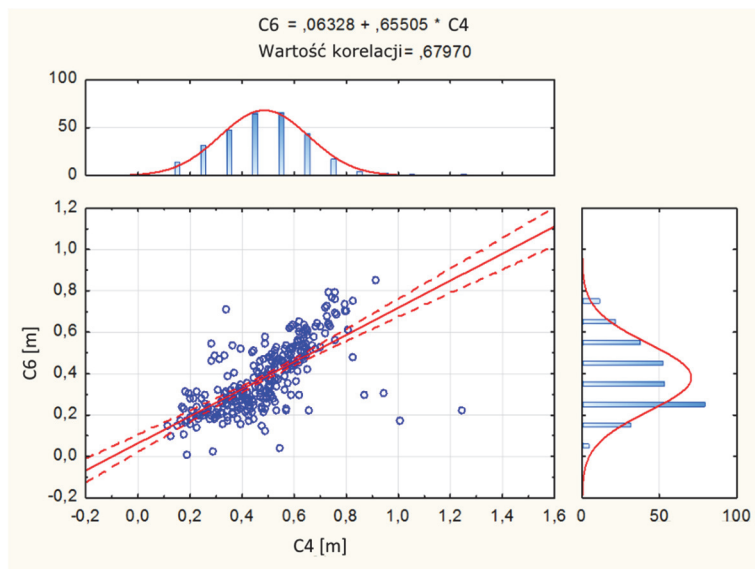
Rys. 8.37. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_3$

Rysunek 8.38 pokazuje silną korelację dla wartości deformacji mierzonych w nieodległych punktach  $C_4$  i  $C_5$ . Punkty te nie są położone symetrycznie względem osi pojazdu.



Rys. 8.38. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_5$

Rysunek 8.39 pokazuje tendencję do zmniejszania się wartości współczynnika korelacji dla punktów odległych i położonych niesymetrycznie względem osi pojazdu.



Rys. 8.39. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_6$

## Podsumowanie

Dla klasy pojazdów FullSize masy znajdują się w przedziale 1750-2100 kg, prędkości testowe  $V_t$  są rozproszone, natomiast można zaobserwować trzy wyraźne piki przy wartościach prędkości ok. 56 km/h, 50 km/h i 40 km/h.

Należy zwrócić również uwagę na parametry zderzeniowe  $C_1$ - $C_6$ . Parametr zderzeniowy  $C_1$  przyjmuje wartości od 0,1-0,79 m, nie posiada charakteru rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_2$  przyjmuje wartości od ok. 0,11-0,81 m, na wykresach widać dużą ilość punktów odstających. Parametr zderzeniowy  $C_3$  przyjmuje wartości od 0,12-0,81 m, rozkład ma charakter prawie zgodny z rozkładem normalnym. Parametr zderzeniowy  $C_4$  przyjmuje wartości od ok. 0,11-0,83 m, ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Współczynnik  $C_5$  mieści się w zakresie od 0,11-0,80 m, i nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_6$  mieści się od 0,12-0,73 m, nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr  $C_{s2}$ , który jest uśrednionym współczynnikiem deformacji nadwozia



pojazdu przyjmuje wartości od ok. 0,14-0,75 m i ma charakter rozkładu normalnego. Parametr szerokości zderzenia  $L_t$  dla analizowanej klasy posiada wyraźny pik przy wartości 1563 mm i szeroki pas rozciągający się do wartości ok. 2 m. Pojazdy w tej klasie posiadały wyraźnie różną szerokość zderzeniową. Parametr  $b_k$  nachylenia charakterystyki, przyjmuje raczej szeroki rozkład od wartości ok. 15-41 m/s/m. Główna część danych mieści się jednak w zakresie ok. 23-35 m/s/m. Parametr pracy zderzenia –  $W$ , ma zakres wąskiego rozkładu od wartości ok.  $1,5 \cdot 10^5$  J -  $2,11 \cdot 10^5$  J. Błąd metody ma rozkład szeroki (jest symetryczny względem 0) i rozciąga się od -0,30 do 0,18.

Zależność pomiędzy parametrem  $b_k$  a parametrem  $C_{s2}$  posiada trzy wyraźne pasma i wyraźnie nieliniowy charakter. Zależność pomiędzy parametrem  $C_{s2}$ , a parametrem  $W$  posiada trzy pasma, i jest wyraźnie nieliniowa z niewielkim współczynnikiem korelacji  $r = 0,47$ . Z pewnością nie może być ta zależność przybliżona zależnością liniową. Zależność pomiędzy parametrem  $C_{s2}$  a błędem metody przedstawiona w postaci korelacji posiada trzy pasma, rozciągające się przy błędach od. -0,30 do 0,20, przedstawia liczne punkty odstające. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_2$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,89$ , przedstawia sobą dobrą zależność liniową. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_3$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,69$ , w tym przypadku widać wzrost ilości punktów rozproszonych w stosunku do poprzedniej korelacji. Zależność parametrów  $C_1$  i  $C_4$  daje współczynnik korelacji  $r = 0,58$ , punkty są wyraźnie rozproszone. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_5$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,55$  i liczne punkty rozproszone. Natomiast zależność punktów  $C_1$  i  $C_6$  posiada  $r = 0,64$  i przedstawia złą korelację liniową. Ta zależność nie może być przybliżona zależnością liniową, mimo tego, że punkty znajdują się symetrycznie względem osi pojazdu.

Następnie zostaną zbadane korelacje względem punktu względnie środkowego jakim jest punkt  $C_4$ . Zależność pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_2$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,72$  i przedstawia sobą dobrą zależność liniową. Zależność pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_3$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,91 i przedstawia sobą bardzo dobrą zależność liniową, punkty są skupione, bardzo dobrze przybliżone zależnością liniową. Zależność pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_5$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,89$ , jest to bardzo dobra zależność liniowa. Zależność punktów  $C_4$  i  $C_6$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,68 i widać, że rośnie ilość punktów rozproszonych.

## 9. Metoda estymacji rzeczywistej prędkości pojazdu dla klasy Luxury

Szczegółowej analizie poddano 287 wyników badań dla omawianej klasy pojazdów, zwracając uwagę na opis ich deformacji oraz na charakterystykę sztywności czołowej strefy zgniotu.

Baza zawiera podstawowe parametry takie, jak: masa samochodu, rok produkcji, prędkość do jakiej samochód został rozpędzony w czasie testu, oraz współczynniki deformacji – wartości ugięcia przedniej części nadwozia w 6 punktach  $C_1$  do  $C_6$  rozmieszczonych symetrycznie względem podłużnej osi pojazdu.

Założono, że zderzenie jest centralne proste oraz pominięto fazę restytucji, uzyskując tym samym idealnie plastyczną deformację nadwozia. Ponadto, przyjęto definicję kinetycznego współczynnika restytucji jako iloraz prędkości względnych po i przed zderzeniem ze znakiem minus, zaniedbując tym samym prędkość względną samochodu po zderzeniu. Kryterium to jest spełnione tym dokładniej im większy jest współczynnik deformacji  $C_s$ .

Graficzne opracowanie uzyskanych wyników składa się z trzech niezależnych etapów postępowania. W pierwszej kolejności założono tabelaryczną wartość współczynnika  $b_k$  dla samochodów klasy Luxury równą 26 m/s/m, co odpowiada metodzie liniowej. W kolejnym kroku posłużono się aproksymacją wielomianową zależności  $b_k$  od  $C_s$  wykorzystując wielomian drugiego stopnia. Odpowiada to metodzie nieliniowej przy braku zależności współczynnika  $b_k$  od  $L_t$ . W trzecim etapie wprowadzono tę zależność, uzyskując wartości  $V_t$  liczone z aproksymowanej dwuwymiarową płaszczyzną drugiego stopnia funkcji dwóch zmiennych ( $C_s$ ,  $L_t$ ). To podejście wpłynęło nie tylko na poprawienie dokładności wyznaczenia prędkości EES, ale przede wszystkim na niezależność tego błędu od parametrów samochodu takich jak  $C_s$ ,  $L_t$  i  $m$ .

Opracowana metoda opiera się na analizie bazy testów zderzeniowych przygotowanych przez amerykański instytut NHTSA. Wybrano testy wykonane przy prędkości testowej  $V_t = 50$  km/h. Testy zderzeniowe prowadzące do zestawienia analizowanej bazy danych NHTSA zakładały zderzenie centralne pojazdu [4], [34].

Rysunki 9.1 i 9.2 pokazują szeroki zakres mas pojazdów analizowanej klasy. Na podstawie przeprowadzonych rozważań uznano, że funkcją najbardziej przybliżającą rozpatrywane przypadki dla omawianej klasy jest funkcja drugiego stopnia. Podobnie jak dla poprzedniej klasy pojazdów wykreślono zależność wielkości

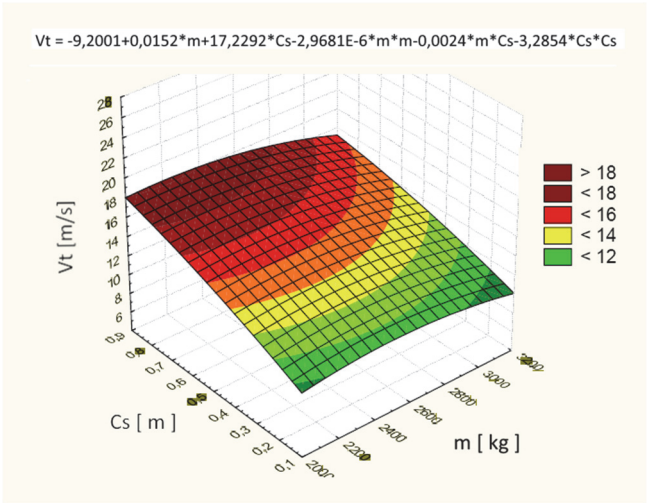
średniej deformacji  $C_s$  od masy pojazdu  $m$  i jego prędkości  $V_t$ . Przeprowadzone obliczenia pozwoliły na przedstawienie tej funkcji w następującej postaci:

$$\begin{aligned}
 Model: V_t = & A_{287} + B_{1L} \cdot m + C_{287} \cdot C_s + D_{287} \cdot m^2 \\
 & + E_{287}(m) \cdot C_s - F_{287} \cdot C_s^2
 \end{aligned}
 \tag{9.1}$$

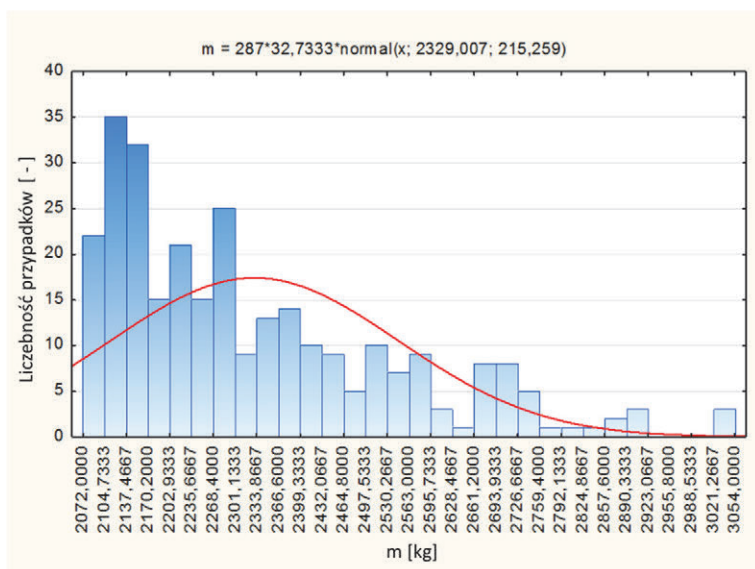
Wartości parametrów zastosowanych w zależności 9.1 przedstawiono w tabeli 9.1. Graficzna interpretacja powyższej zależności przedstawiona na rys. 9.1 potwierdza nieliniowy charakter funkcji  $C_s(V_t)$ .

Tabela 9.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia

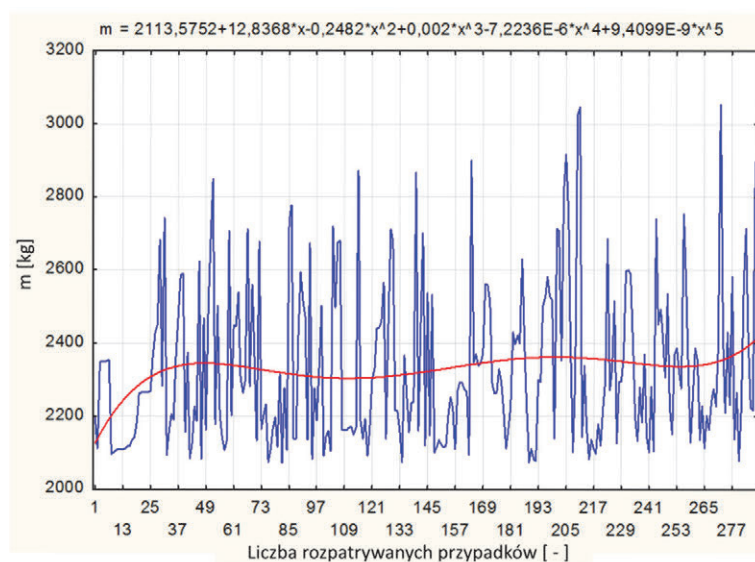
Współczynnik kierunkowy	Wartość współczynnika
$A_{287}$	-9,2001
$B_{287}$	0,0152
$C_{287}$	17,2292
$D_{287}$	-2,9681E-06
$E_{287}$	-0,0024
$F_{287}$	-3,2854



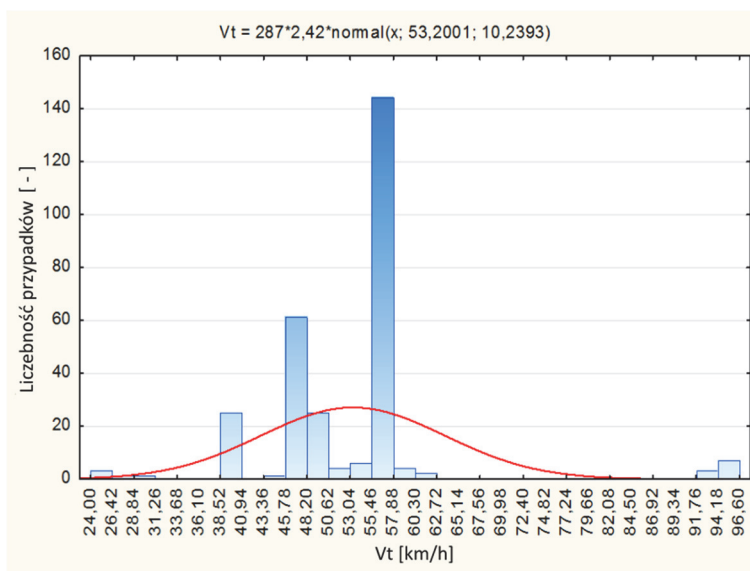
Rys. 9.1. Zależność parametrów  $V_t$  od  $C_s$  i  $m$  – przybliżone powierzchnią drugiego stopnia



Rys. 9.2. Histogram wartości parametru  $m$

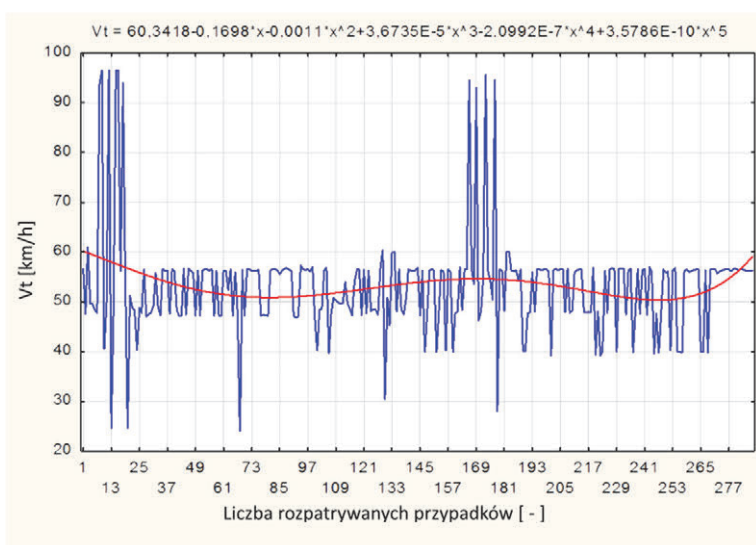


Rys. 9.3. Rozkład wartości parametru  $m$



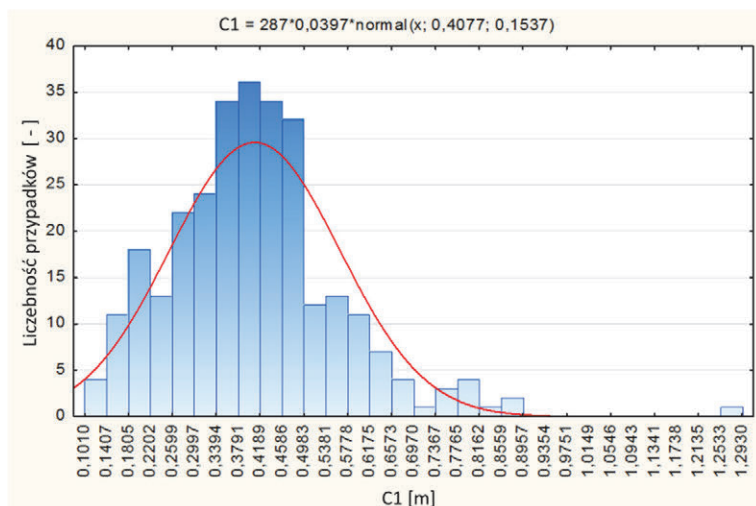
Rys. 9.4. Histogram wartości parametru  $V_t$

Rysunki 9.4 i 9.5 odpowiednio histogram i rozkład wartości prędkości pojazdów pokazują iż prędkości te są wybierane spośród praktycznie czterech wąskich zakresów prędkości. Rysunek 9.5 przedstawia rozkład wartości prędkości testowych pojazdów. Prędkości te są wybierane praktycznie spośród czterech wąskich zakresów wartości. Rozkład posiada dobrze określoną średnią wartość.



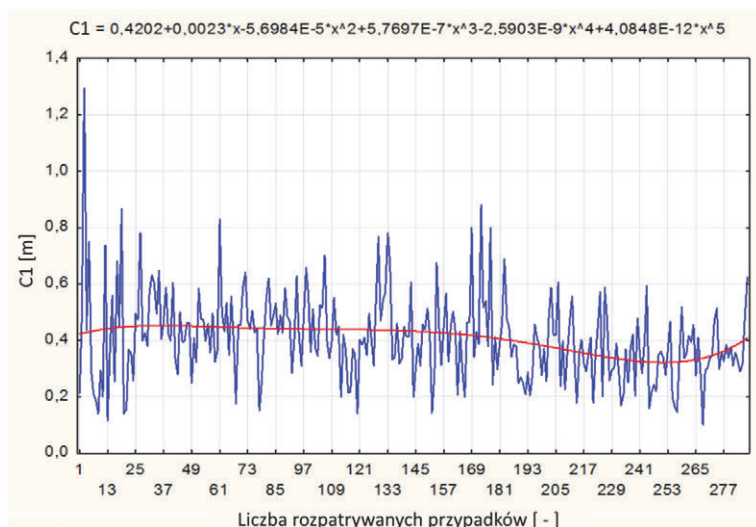
Rys. 9.5. Rozkład wartości parametru  $V_t$

Na dalszych rysunkach zostaną opisane histogramy i rozkłady wartości dla parametrów  $C_1$  do  $C_6$  klasy pojazdów Luxury. Rozkład pokazany na rys. 9.6 ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego.



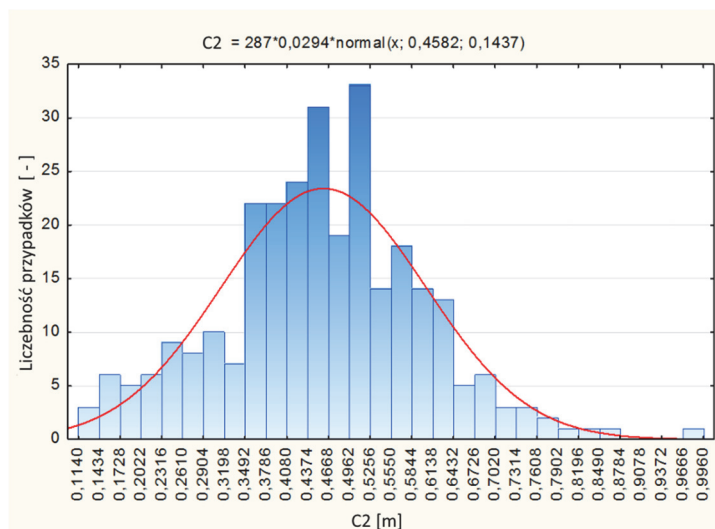
Rys. 9.6. Histogram wartości parametru  $C_1$

Rysunek 9.7 przedstawia rozkład wartości dla parametru  $C_1$ . Na rysunku rozkładu widać znaczne zróżnicowanie przyjmowanych wartości parametru. Rozkład posiada dobrze określoną wartość średnią.



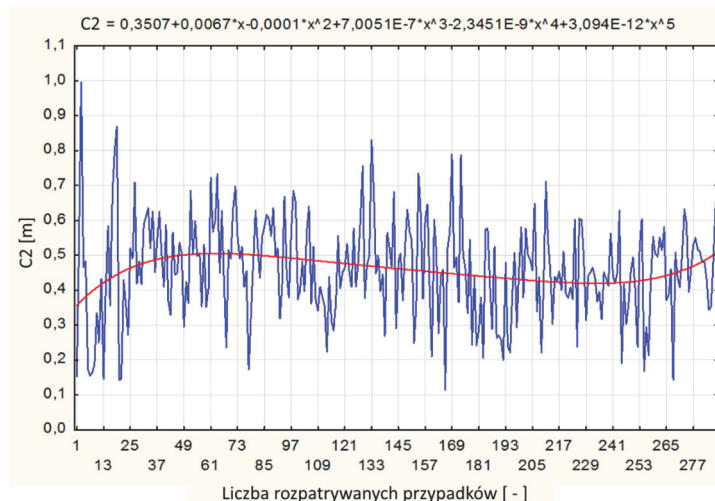
Rys. 9.7. Rozkład wartości parametru  $C_1$

Podobnie jak dla poprzednich klas (rys. 9.8) przedstawia histogram wartości parametru  $C_2$ . Rozkład ma cechy rozkładu normalnego. Praktycznie nie występują na nim punkty odstające.



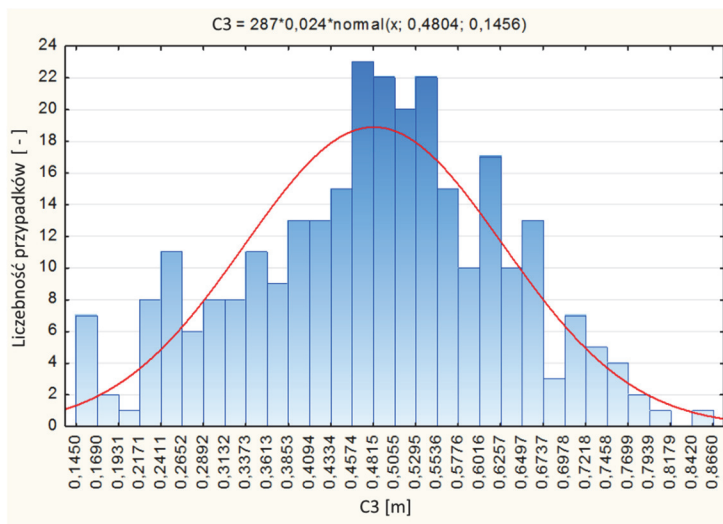
Rys. 9.8. Histogram wartości parametru  $C_2$

Rysunek 9.9 przedstawia rozkład wartości parametru  $C_2$ , rozkład posiada dobrze określoną wartość średnią. Wartości rozkładu pochodzą z szerokiego zakresu wartości zmiennej od około 0,15 do 1 m. Istnieje na tym rozkładzie równomierne pokrycie wartościami zmiennej całego przyjmowanego przez nią zakresu wartości.



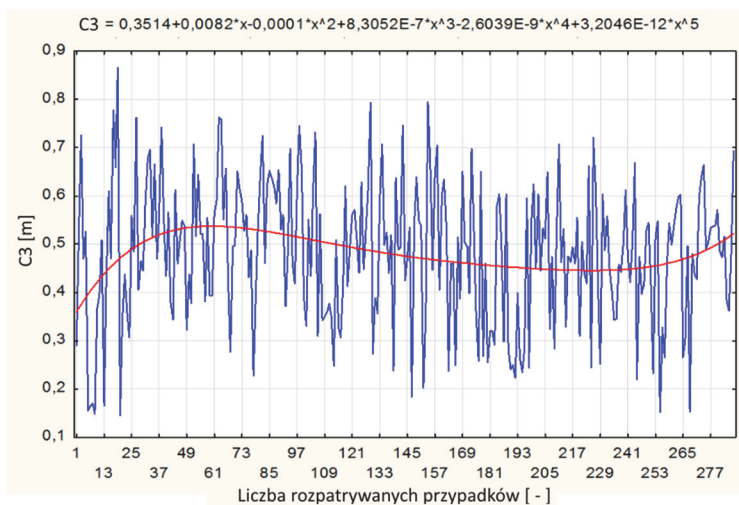
Rys. 9.9. Rozkład wartości parametru  $C_2$

Rysunek 9.10 przedstawia histogram wartości parametru  $C_3$ . Histogram jest zbliżony do rozkładu normalnego. Na rysunku 9.11 pokazany zostanie rozkład tych wartości parametru. Praktycznie na histogramie z rys. 9.10 nie występują wartości odstające. Zmienna  $C_3$  mieści się w szerokim zakresie wartości.



Rys. 9.10. Histogram wartości parametru  $C_3$

Rysunek 9.11 przedstawia rozkład wartości parametru  $C_3$ . Przedstawia on szeroki zakres wartości dla zmiennej. Rozkład jest zróżnicowany pod względem przyjmowanych wartości i posiada dobrze określoną wartość średnią.

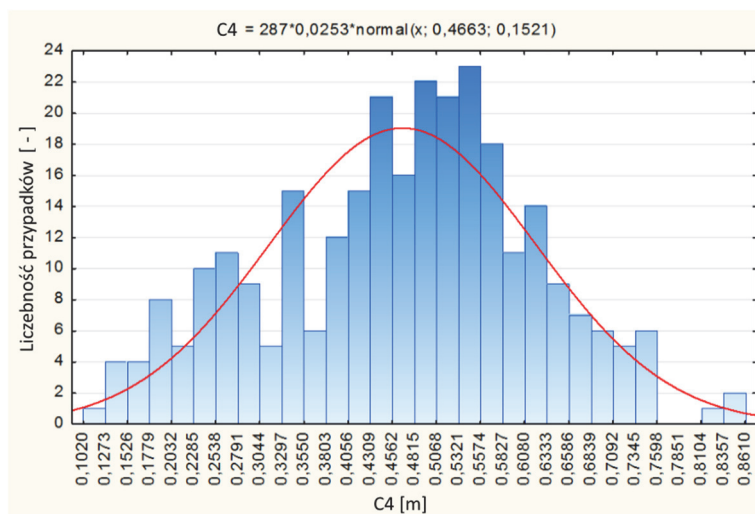


Rys. 9.11. Rozkład wartości parametru  $C_3$



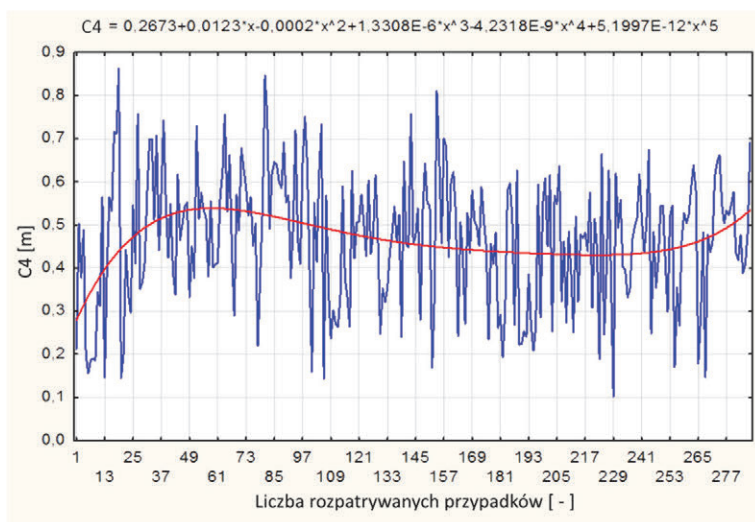
Tak jak na podobnych rysunkach rozkładów wartości na osi odciętych zaznaczono numer przypadku w bazie danych. Jednak ani przebieg ani charakter rys. 9.11 nie zmienia się przy dowolnych zmianach kolejności przypadków. Dlatego też oprócz podanego wykresu rozkładu zamieszczono także histogram wartości.

Rysunek 9.12 przedstawia histogram wartości parametru  $C_4$ . Na rysunku pokazano nieliczne punkty odstające. Czerwoną linią zaznaczono przybliżenie rozkładu rozkładem normalnym. Przebieg histogramu nie odbiega znacznie od rozkładu normalnego. Zakres wartości parametru jest szeroki, wartości układają się od 0,1 m do 0,8 m.



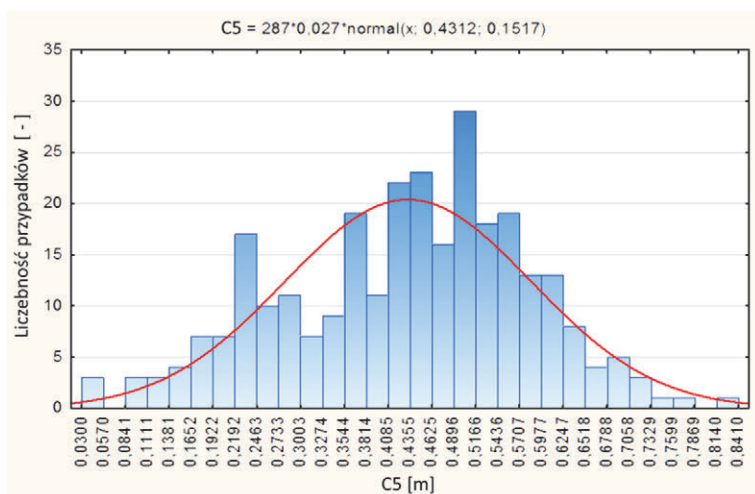
Rys. 9.12. Histogram wartości parametru  $C_4$

Rysunek 9.13 przedstawia rozkład wartości parametru  $C_4$ . Rozkład ma dobrze określoną średnią zaznaczoną czerwoną linią. Rozkład ma znacznie zróżnicowane wartości przyjmowane dla poszczególnych przypadków przez parametr  $C_4$ .



Rys. 9.13. Rozkład wartości parametru  $C_4$

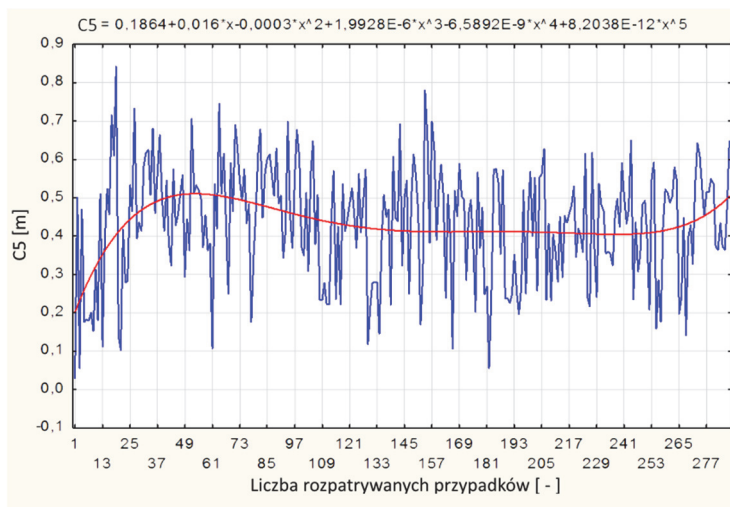
Rysunek 9.14 przedstawia histogram dla wartości parametru  $C_5$ . Rozkład jest zbliżony do rozkładu normalnego zaznaczonego na rysunku czerwoną linią, nie obserwuje się punktów odstających. Zakres przyjmowanych przez parametr wartości rozpoczyna się od wartości kilku cm.



Rys. 9.14. Histogram wartości parametru  $C_5$

Małe wartości dla parametru, który opisuje wartości deformację w centralnej części pojazdu mogą być błędne lub pochodzić z efektu wtórnych deformacji nadwozia.

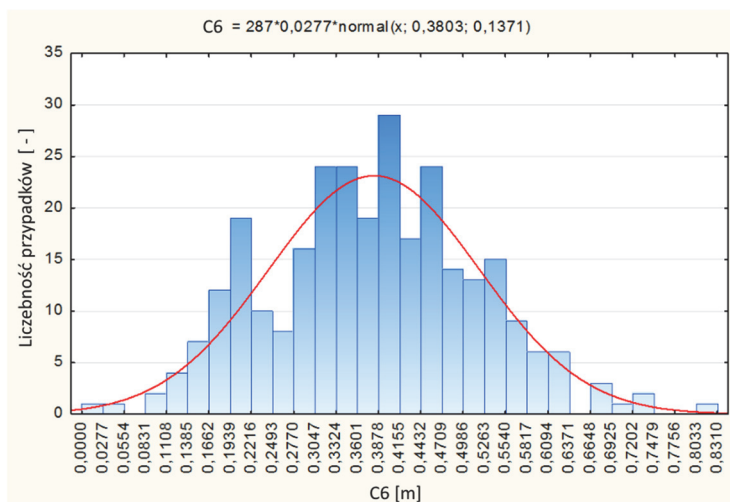
Tylko oględziny nadwozia w postaci dokumentacji pozderzeniowej może wyjaśnić pochodzenie takich wartości dla parametru  $C_4$ .



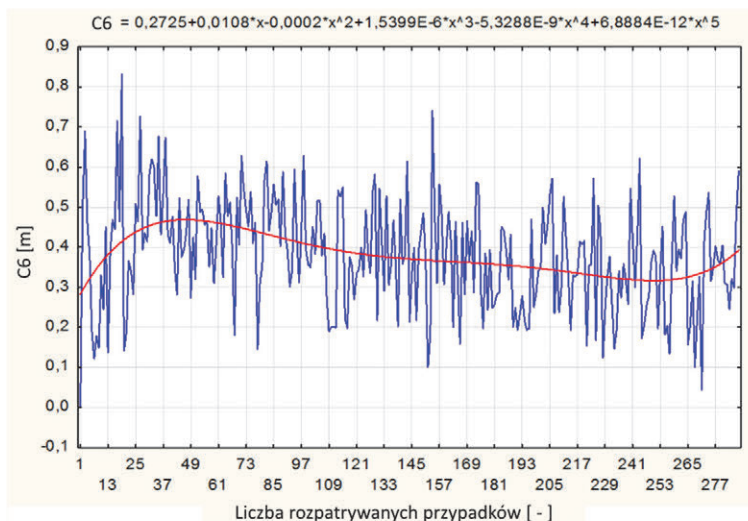
Rys. 9.15. Rozkład wartości parametru  $C_5$

Rysunek 9.15 pokazuje rozkład wartości parametru  $C_5$ . Przedstawiono na nim przypadki z bardzo małymi wartościami parametru rzędu kilku centymetrów.

Rysunek 9.16 przedstawia histogram wartości parametru  $C_6$ . Rozkład jest zbliżony do rozkładu normalnego. Zwracają uwagę punkty o zbliżonej do zerowej głębokości deformacji.



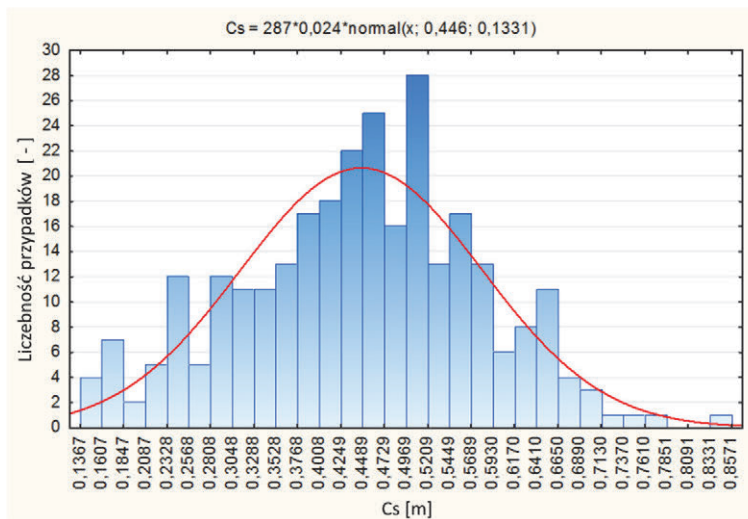
Rys. 9.16. Histogram wartości parametru  $C_6$



Rys. 9.17. Rozkład wartości parametru  $C_6$

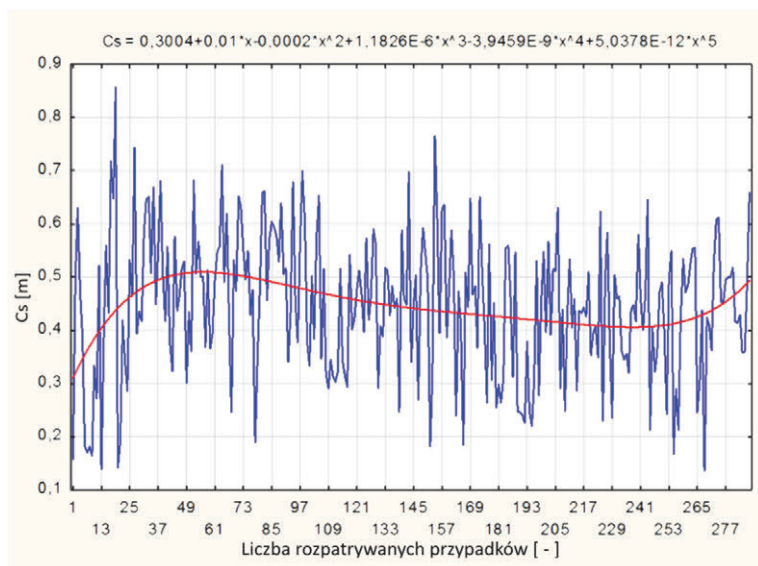
Rysunek 9.17 przedstawia rozkład wartości dla parametru  $C_6$ . Zwracają uwagę punkty o bardzo małej wartości parametru  $C_6$ . Rozkład posiada bardzo dobrze określoną średnią wartość zaznaczoną czerwoną linią. Na osi odciętych tak jak na analogicznych poprzednich rysunkach rozkładów zaznaczono numer przypadku w bazie.

Na kolejnym rys. 9.18 pokazano histogram wartości parametru  $C_s$ . Rozkład jest zbliżony do rozkładu normalnego. Rozkład normalny najlepiej przybliżający rozkład eksperymentalny jest zaznaczony czerwoną linią.



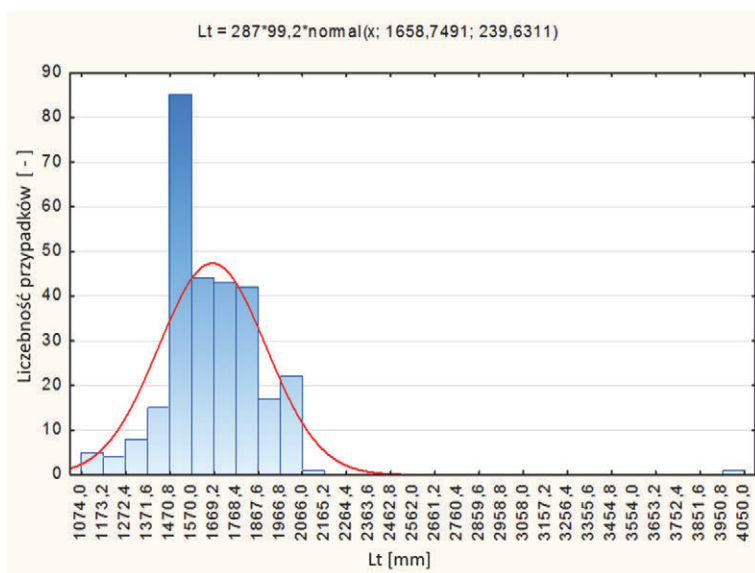
Rys. 9.18. Histogram wartości parametru  $C_s$

Na rysunku 9.19 pokazano rozkład wartości parametru  $C_s$ . Rozkład posiada dobrze określoną średnią wartość. Rozkład jest zróżnicowany pod względem wartości. Zwracają uwagę przypadki o niewielkich wartościach deformacji pojazdu.

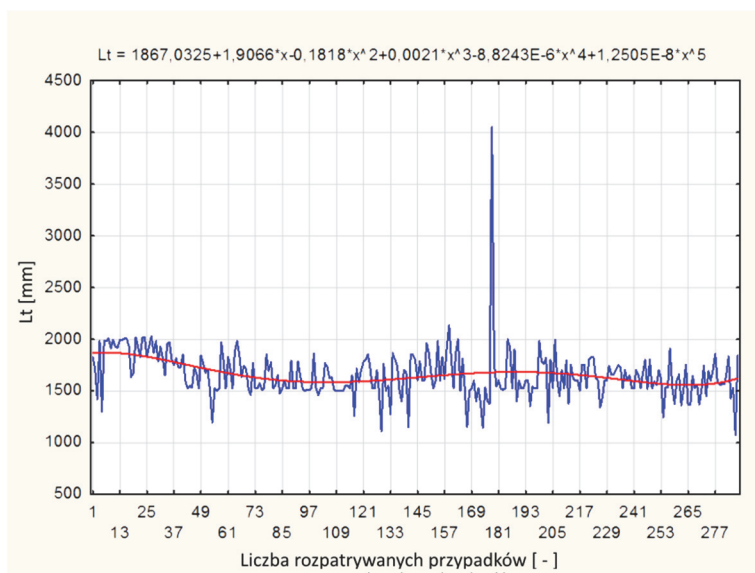


Rys. 9.19. Rozkład wartości parametru  $C_s$

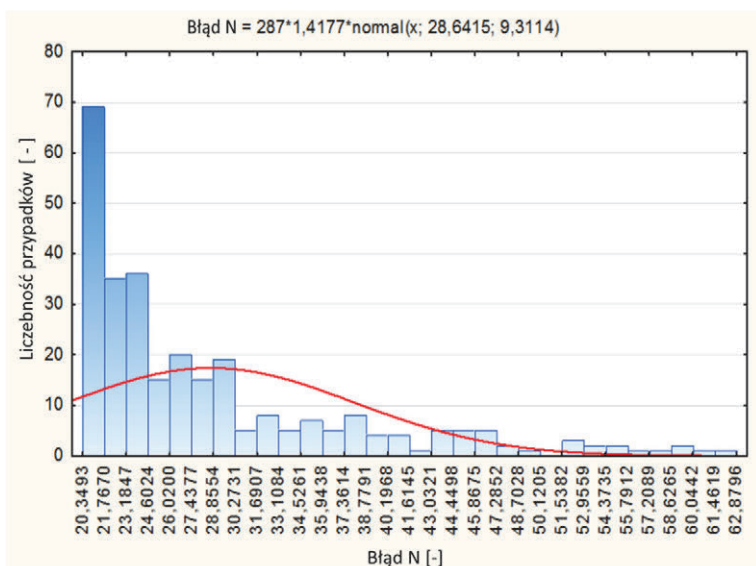
Na rysunku 9.20 pokazano histogram wartości parametru szerokości zderzeniowej  $L_t$ . Punkty dla szerokości zderzeniowej o wartości rzędu 1 m są odstające. Takie odchylenia od możliwych do przyjęcia wartości szerokości pojazdu są brane pod uwagę przy tworzeniu modelu matematycznego i znacznie utrudniają tok obliczeń. Model musi być oparty o liczne punkty eksperymentalne tak, że pomijanie wielu punktów co do pochodzenia których nasuwają się wątpliwości co do ich wiarygodności jest utrudnione. Tylko ogląd materiału zdjęciowego po wypadku mógłby rozstrzygnąć, które przypadki z bazy danych należałoby usunąć. Takiego materiału do weryfikacji przypadków nie zamieszczono i nie było możliwości dokonania takiej weryfikacji.



Rys. 9.20. Histogram wartości parametru  $L_t$



Rys. 9.21. Rozkład wartości parametru  $L_t$

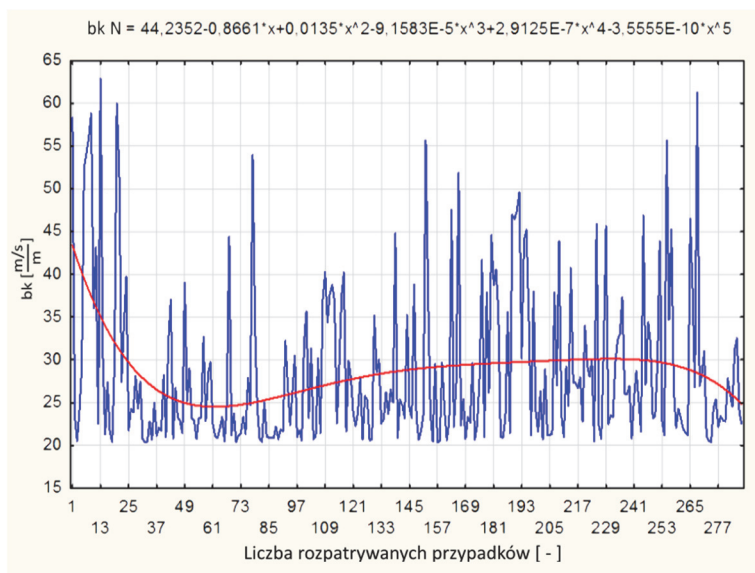


Rys. 9.22. Histogram wartości parametru  $b_k$

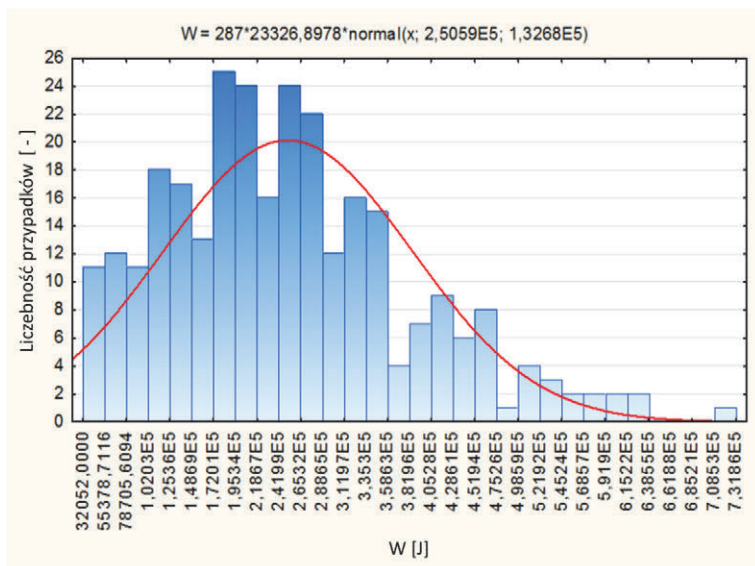
Rysunek 9.22 przedstawia wartości wyznaczone z modelu matematycznego wartości współczynnika nachylenia  $b_k$ . Wartości te pochodzą z pewnego spektrum nie można więc przyjąć że dla klasy Luxury istnieje jedna obowiązująca wartość parametru. Taka idea o przybliżeniu wartości współczynnika nachylenia przez pewną daną wielomianem zależność od uogólnionego współczynnika deformacji i masy pojazdu jest podstawą metody nieliniowej. W ten sposób przyjęty model matematyczny prowadzi do znacznej poprawy dokładności wyznaczenia prędkości pojazdu przed zderzeniem. Na rys. 9.22 pokazano także liczne punkty odstające o znacznych wartościach współczynnika  $b_k$ .

Na rysunku 9.23 pokazano rozkład wartości współczynnika nachylenia  $b_k$ . Na wykresie oś odciętych zawiera numery przypadków. Pokazano liczne punkty odstające dla dużych wartości współczynnika  $b_k$ .

Podobnie jak dla pozostałych klas na rys. 9.24 przedstawiono histogram wartości współczynnika pracy deformacji  $W$ . Rozkład nie ma dobrej zgodności z rozkładem normalnym zaznaczonym czerwoną linią. Poza centralną grupą danych istnieją punkty odległe o dużych wartościach pracy odkształcenia.



Rys. 9.23. Rozkład wartości parametru  $b_k$



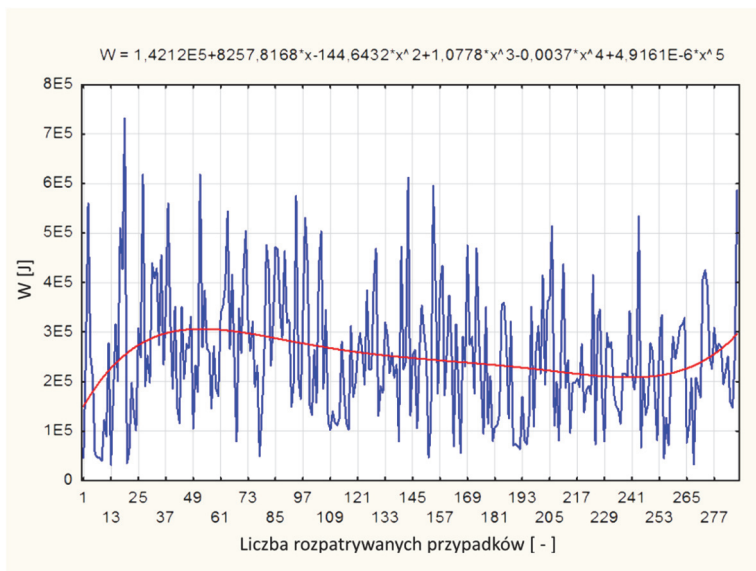
Rys. 9.24. Histogram wartości parametru  $W$

Rysunek 9.25 przedstawia rozkład wartości parametru  $W$ . Zaznaczono na nim szereg punktów o dużych wartościach pracy deformacji.

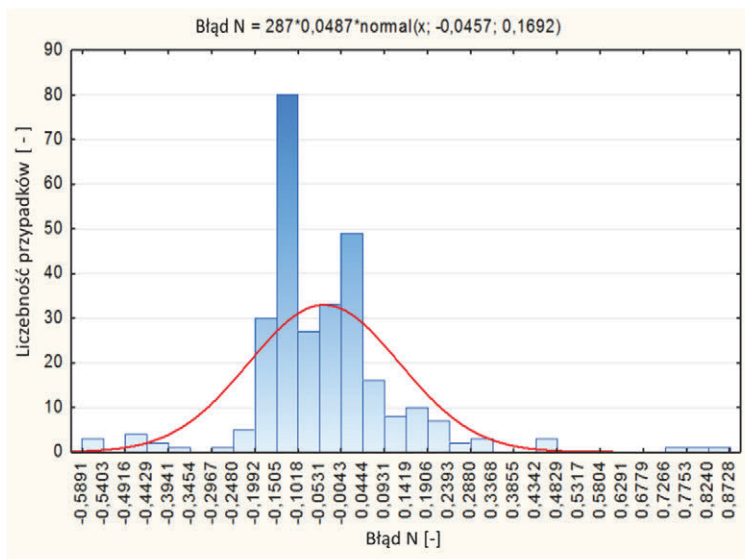
Na rysunku 9.26 pokazano histogram wartości błędu metody nieliniowej. Błąd ten jest błędem względnym wyznaczenia wartości prędkości pojazdu przed



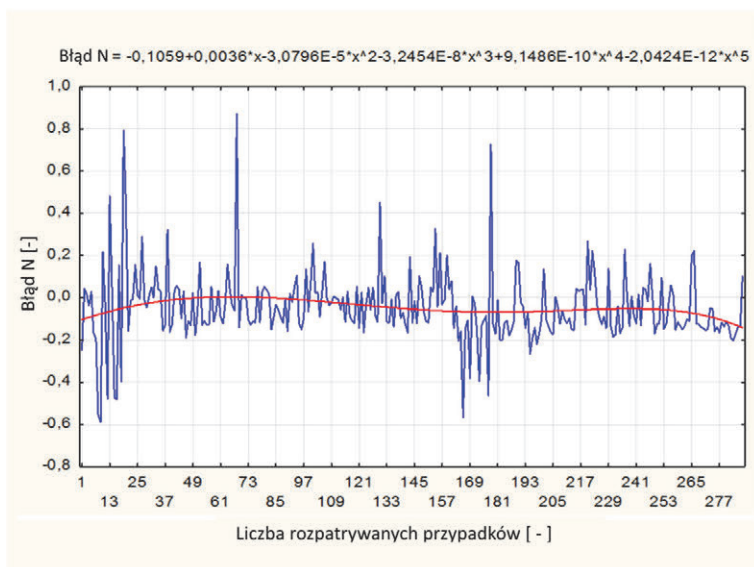
zderzeniem. Średnia wartość błędu wynosi kilkanaście procent. Wartość tak obliczonego błędu metody jest kilkakrotnie mniejsza od błędu metody liniowej.



Rys. 9.25. Rozkład wartości parametru  $W$

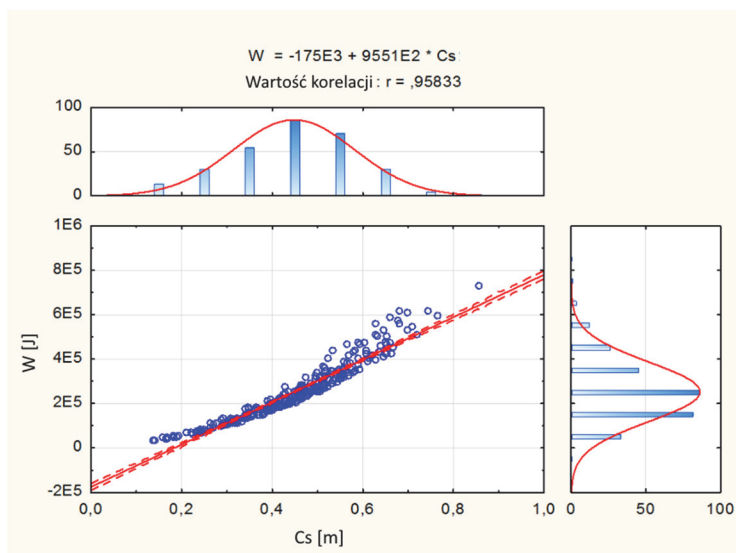


Rys. 9.26. Histogram błędu metody

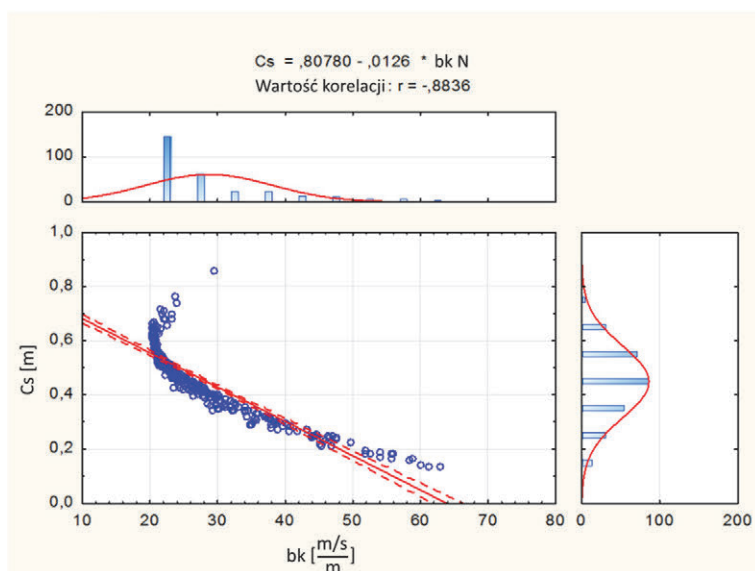


Rys. 9.27. Rozkład błędu metody

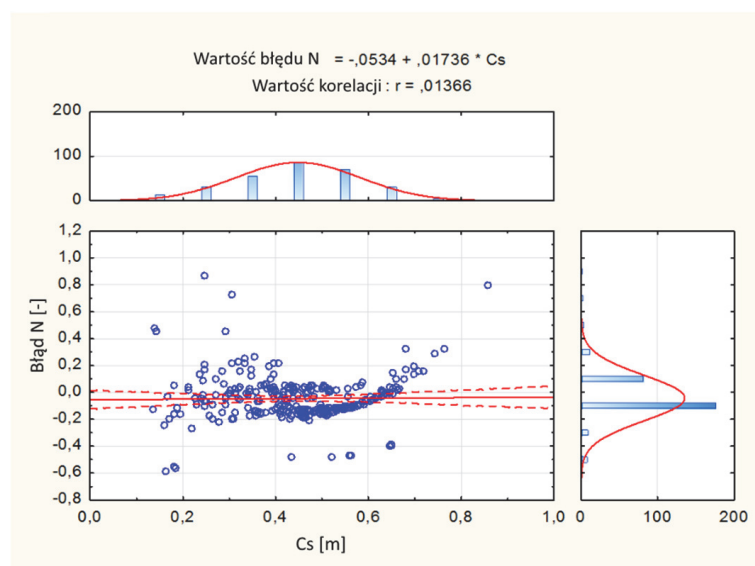
Na rysunku 9.27 pokazano rozkład wartości błędu dla metody nieliniowej. Dobrze określona średnia błędu zawiera się w przedziale wartości rzędu kilkunastu procent. Rysunek 9.27 przedstawia liczne przypadki o dużych wartościach błędu wyznaczenia wartości prędkości pojazdu.



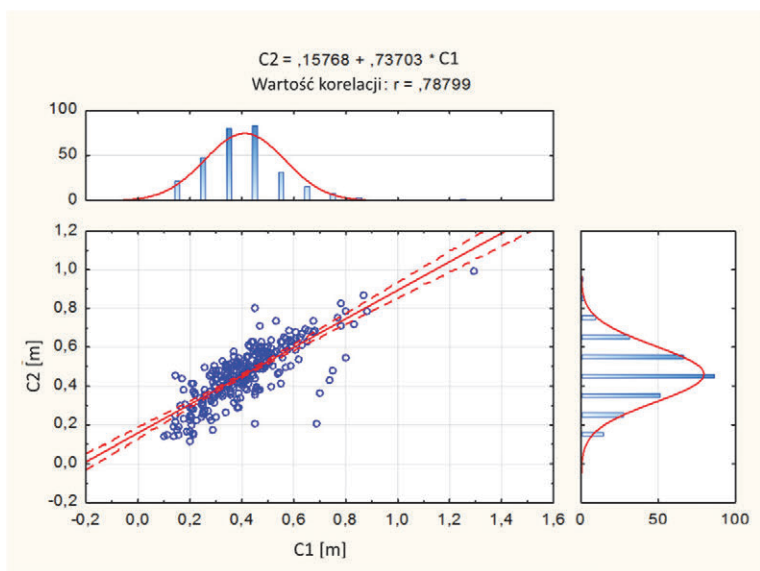
Rys. 9.28. Zależność parametru  $C_s$  i parametru  $W$



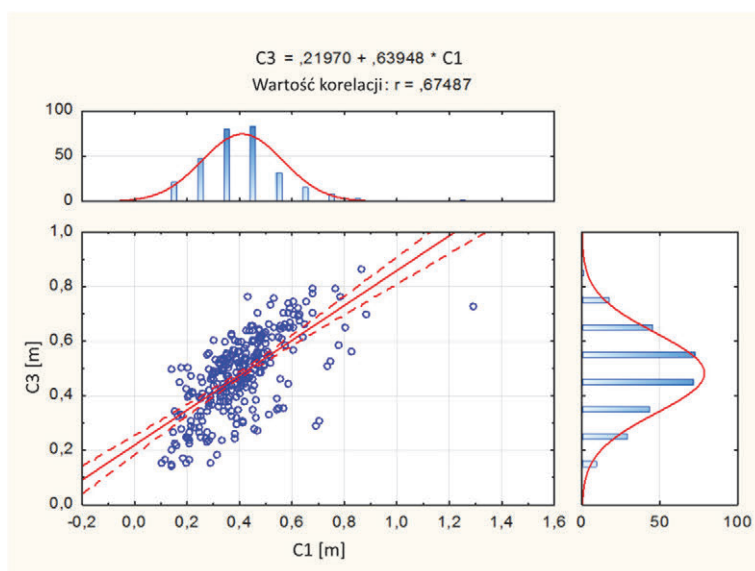
Rys. 9.29. Zależność parametru  $b_k$  i parametru  $C_s$



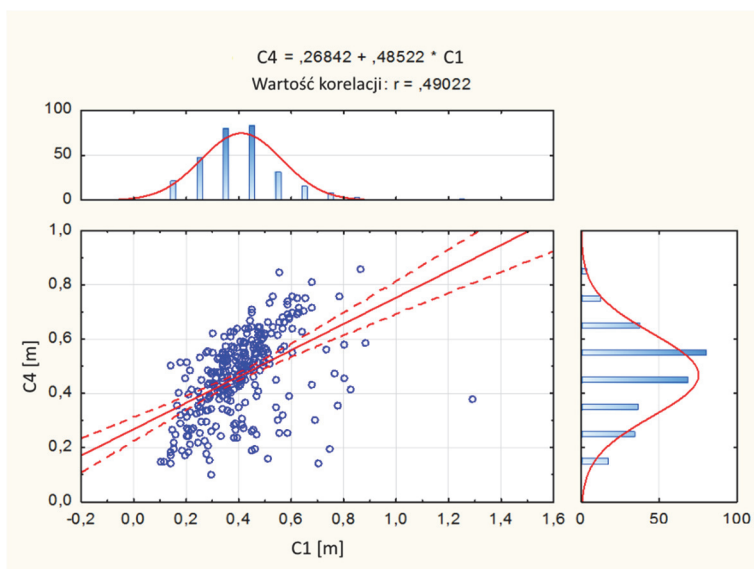
Rys. 9.30. Zależność parametru  $C_s$  i błędu metody



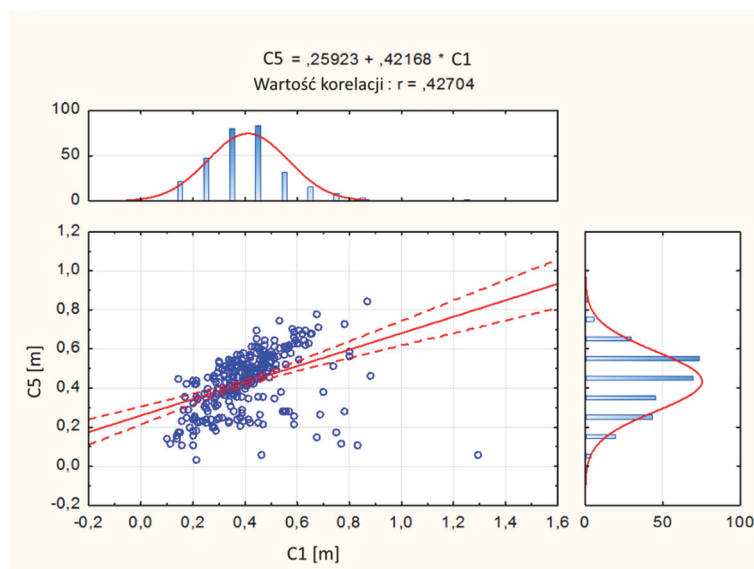
Rys. 9.31. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_2$



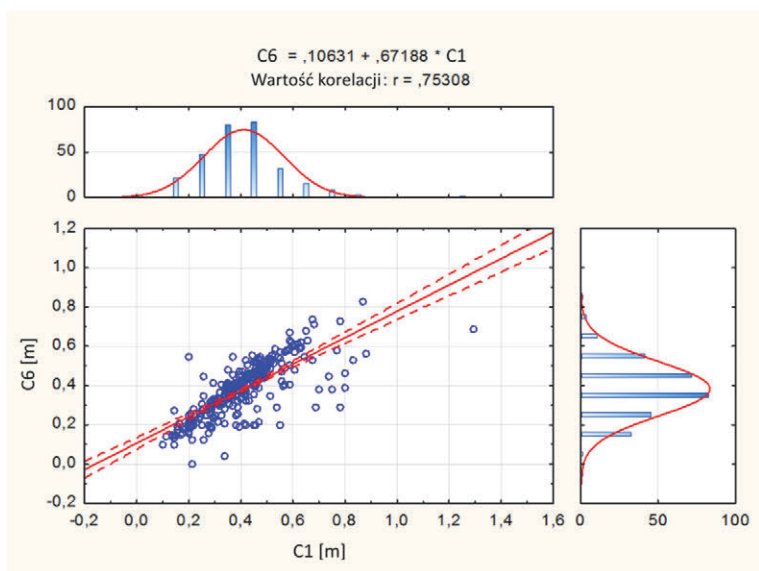
Rys. 9.32. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_3$



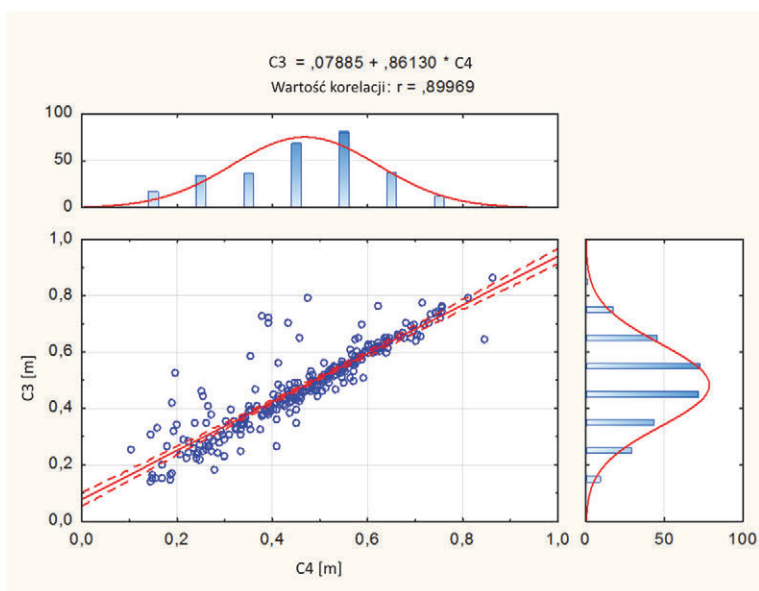
Rys. 9.33. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_4$



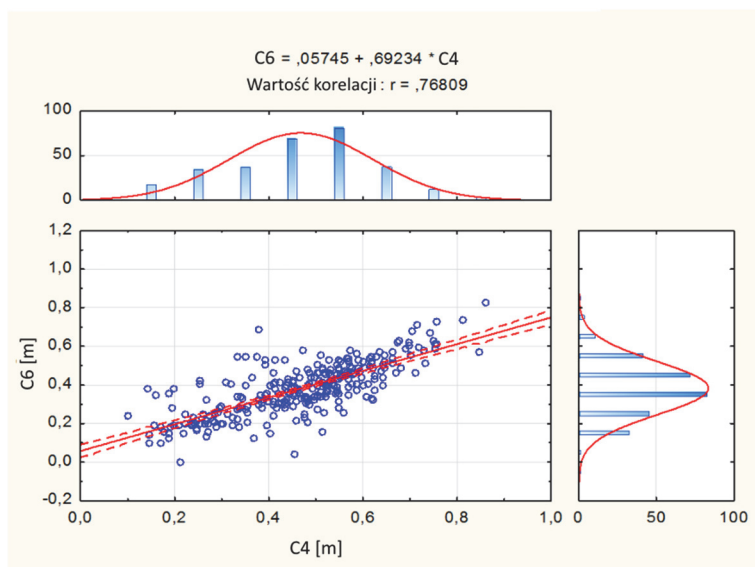
Rys. 9.34. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_5$



Rys. 9.35. Zależność parametru  $C_1$  i parametru  $C_6$



Rys. 9.36. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_2$



Rys. 9.37. Zależność parametru  $C_4$  i parametru  $C_6$

## Podsumowanie

Dla klasy Luxury masy znajdują się w przedziale 2250-3500 kg, prędkości testowe  $V_t$  są rozproszone, natomiast można zaobserwować trzy wyraźne piki przy wartościach prędkości ok. 57 km/h, 48 km/h i 40 km/h.

Należy zwrócić również uwagę na parametry zderzeniowe  $C_1$ - $C_6$  jako współczynniki deformacji nadwozia. Parametr zderzeniowy  $c_1$  mieści się w przedziale od ok. 0,1-0,81 m. Histogram pokazuje, że rozkład parametru  $c_1$  jest zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_2$  przyjmuje wartości od ok. 0,11-0,81 m, rozkład ma charakter również zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_3$  przyjmuje wartości od ok. 0,14-0,81 m, rozkład nie ma charakteru normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_4$  przyjmuje wartości od ok. 0,10-0,75 m, ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Współczynnik  $C_5$  mieści się w zakresie od 0,08-0,78 m, rozkład ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Parametr zderzeniowy  $C_6$  mieści się od 0,11-0,70 m i ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego.

Parametr  $C_s$ , który jest uśrednionym współczynnikiem deformacji nadwozia pojazdu przyjmuje wartości od ok. 0,13-0,76 m i ma charakter zbliżony do rozkładu normalnego. Jest to parametr wykorzystywany przy obliczeniach zależności

między zmiennymi. Parametr szerokości zderzenia  $L_t$  dla klasy Luxury przyjmuje wartości z przedziału 1470-2066 mm, ma charakter raczej szerokiego rozkładu wartości i nie ma charakteru rozkładu normalnego. Parametr  $b_k$  nachylenia charakterystyki, przyjmuje szeroki rozkład od wartości ok. 20-47 m/s/m z wyraźnym maksimum w okolicach 21 m/s/m. Parametr  $b_k$  z tak szerokiego zakresu wartości warunkuje zastosowanie metody nieliniowej jako metody, z której ten współczynnik  $b_k$  jest przyjmowany jako zmienny i stanowi funkcję współczynnika  $C_s$  i masy pojazdu  $m$ . Parametr  $W$  – pracy zderzenia, ma zakres szerokiego rozkładu od wartości ok.  $3,2 \cdot 10^4$  J -  $6,4 \cdot 10^5$  J, ma charakter niezblizony do rozkładu normalnego. Błąd metody ma rozkład szeroki (nie jest zbliżony do rozkładu normalnego) i rozciąga się od -0,20 do 0,23.

Zależność pomiędzy parametrem  $C_s$  a parametrem  $W$  posiada wyraźnie jedno pasmo i zależność prawie liniową. Zależność pomiędzy parametrem  $b_k$  a parametrem  $C_s$  również wykazuje prawie liniową zależność, pomimo jej widocznej zmienności. Parametr  $b_k$  przyjmuje zakres wartości, które z trudem mogą być przybliżone przy pomocy rozkładu liniowego. Zależność pomiędzy parametrem  $C_s$ , błędem metody przedstawiona w postaci korelacji posiada dwa pasma. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_2$  wskazuje na szereg punktów rozproszonych i słabą zależność liniową mimo, iż punkty są stosunkowo nieodległe. Współczynnik korelacji nieliniowej  $r = 0,79$ , stosunkowo niewielki i znacznie mniejszy niż w pozostałych klasach pojazdów. Wygląda na to, iż deformacje dla klasy Luxury są znacznie bardziej nieregularne, zwłaszcza że punkty doświadczalne są nieodległe i korelacja pomiędzy nimi powinna być większa. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_3$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,67$ , w tym przypadku punkty są bardzo rozproszone, widać wiele punktów odstających. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_4$  posiada współczynnik korelacji  $r = 0,49$ , punkty są wyraźnie rozproszone i zależność wyraźnie zmalała. Punkty te są odległe od osi pojazdu. Zależność pomiędzy parametrem  $C_1$  i  $C_5$  posiada współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,43$ , korelacja zmalała jeszcze bardziej, punkty na wykresach są jeszcze bardziej rozproszone, można zaobserwować wiele punktów odstających. Natomiast korelacja punktów  $C_1$  i  $C_6$  wzrosła do wartości  $r = 0,75$  i przedstawia dobrą korelację liniową. Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_2$  posiada dobrą liniową zależność, ze współczynnikiem korelacji liniowej  $r = 0,78$ . Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_3$  posiada współczynniki korelacji liniowej 0,90 i przedstawia sobą bardzo dobrą zależność liniową, punkty tworzą jedno zgrupowanie, bardzo dobrze przybliżone zależnością



liniową. Korelacja pomiędzy punktem  $C_4$  a  $C_6$  daje współczynnik korelacji liniowej  $r = 0,78$ , punkty są bardziej rozproszone ale nadal obserwujemy dobrą korelację liniową. Dzieje się tak pomimo tego że punkty  $C_4$  i  $C_6$  są stosunkowo odległe biorąc pod uwagę symetrię względem osi pojazdu.

## 10. Podsumowanie i wnioski

Zaproponowana metoda nieliniowego opisu zależności danych eksperymentalnych wynika z samej nieliniowej współzależności poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów. W związku z tym stanowi dokładniejsze przybliżenie opisywanych zależności, bardziej odpowiadające sytuacji rzeczywistej.

Podstawowymi założeniami nowej metody są następujące obserwacje poczynione na podstawie danych empirycznych:

1. Współczynnik  $b_k$  zależy nieliniowo od współczynnika deformacji  $C_s$  oraz masy  $m$  pojazdu.
2. Współczynnik  $b_k$  zależy nieliniowo od szerokości zderzenia  $L_t$ .
3. Podział na klasy wg masy pojazdu.

Założenia powyższe są oparte o zestawienie poszczególnych parametrów dla klasy pojazdów, które pokazuje nieliniowe zachowanie współczynnika  $b_k$  w zależności od współczynnika uogólnionej deformacji  $C_s$  i masy pojazdu  $m$ . Ta nieliniowa zależność jest również obserwowana jeśli chodzi o zależność współczynnika  $b_k$  od szerokości zderzenia  $L_t$ . Współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów narzuca nieliniową formę opisu.

Dopiero jednak wyprowadzenie konkretnych wzorów przybliżających tę nieliniowość dało aparat matematyczny do prowadzonych obliczeń. Na tym polega wartość przeprowadzonych prac. Stąd też wynika poprawa dokładności w wyznaczaniu prędkości pojazdu. Wykazano, że błąd względny proponowanej nowej metody w stosunku do błędu metody liniowej zmalał kilkukrotnie. Jest to konkretnym dowodem na jej stosowność w praktyce obliczeniowej. Jednak dopiero poprawa opracowania danych przy przypadkach rzeczywistych dowodzi postępu przeprowadzonych analiz. Źródła nieliniowego zachowania się zależności pomiędzy danymi eksperymentalnymi są bardziej skomplikowane niż tylko wzmiankowana różnica sztywności pojazdu w różnych fazach zderzenia. Tutaj też obserwuje się inną zależność nieliniowości od masy pojazdu. Widać to na prezentowanych wykresach. Współczynnik nachylenia  $b_k$  zależy więc także od masy pojazdu i to w stopniu różnym dla różnych klas. Podobnie przy analizie danych zauważono, że ten stopień nieliniowości zależy także od szerokości pojazdu. Sugeruje to, żeby w późniejszych analizach danych jeszcze bardziej miarodajnych, powiększyć zakres zmiennych prowadzących do takiego opisu. Z pewnością jednak to masa pojazdu i jego szerokość, jako szerokość strefy deformacji, mają największy wpływ na prowadzone obliczenia.

Metoda nieliniowa stanowi dobre narzędzie analizy konkretnego przypadku zderzenia, ale też punkt wyjścia do planowania dalszych badań w postaci testów zderzeniowych takich jak w wykorzystywanej do obliczeń bazie danych NHTSA.

Uzyskane drogą estymacji zależności mogą być realizowane w takim przyrządzie pomiarowym na drodze elektronicznej, bez używania komputera i wykorzystywania pakietu obliczeniowego. Każda znaleziona w tej pracy estymowana funkcja może posłużyć jako model obliczeniowy dla konkretnej klasy pojazdów. Przyrząd pomiarowy powinien posiadać w pamięci kilka takich funkcji dla różnych klas pojazdów. Autor uzasadnia, iż nawet takie szacunkowe obliczenia możliwe do przeprowadzenia na miejscu kolizji mają znaczną wartość dla oceny wypadku.

Podane w pracy wykresy są immanentną jej częścią. Przedstawiają one różnice pomiędzy zachowaniem się poszczególnych klas pojazdów. Ponadto pełnią funkcję jeszcze bardziej istotną mianowicie pokazują zasadność stosowania metody nieliniowej, a także siłę i kierunek uzyskanych korelacji pomiędzy parametrami.

Pokazane histogramy i rozkłady danych są optymalną wizualizacją danych NHTSA. Wielokrotnie pokazują nie tylko zakresy zmienności parametrów, ale i ich udziały ilościowe. Jest to niemożliwe do uchwycenia przy przeglądaniu surowych danych.

Przedstawione w pracy wyniki badań potwierdzają, że modele liniowe słabo opisują właściwości czołowej strefy zgniotu współczesnych samochodów. Przeglądając interpretację graficzną uzyskanych wyników zauważyć należy, że model nieliniowy bardzo dobrze opisuje badany związek przyczynowo-skutkowy i uzasadnione jest przypuszczenie, że będzie on dobrym predyktorem w prognozowaniu badanych wartości, a co za tym idzie w wyznaczaniu prędkości pojazdu. Celowo w kilku przypadkach zostało dokonane czyszczenie przypadków bazy po to, by na wykresach nie znalazły się błędy wartości danych zamieszczonych w bazie. Jest to np. pojazd o szerokości 5 m czy bardzo małe prędkości przed zderzeniem. Podobnie jest w przypadku bardzo małych współczynników deformacji przy znacznych prędkościach pojazdu czy znacznych odchyleniach pomiędzy kolejnymi współczynnikami  $C$ . Takie odchylenia od regularności danych widać na wykresach korelacji pomiędzy współczynnikami  $C$  w postaci licznych punktów odstających.

Analizując interpretację graficzną uzyskanych wyników zauważono, że sama współzależność poszczególnych parametrów dla danej klasy pojazdów po ich wizualizacji w postaci wykresu nasuwa podejrzenie nieliniowe. Dlatego nieliniowy opis jest bardziej precyzyjny i lepiej odpowiada współzależności poszczególnych

parametrów dla danej klasy pojazdów. Po zastosowaniu takiego opisu błąd względny wyznaczenia prędkości pojazdu zmalał do kilku procent. Przedmiotem Monografii było przedstawienie rezultatów wynikających z nieliniowego podejścia do obliczeń. Metoda powyższa jest nowatorska i pozwala na uzyskanie lepszych rezultatów także w prowadzonych badaniach.

Podobnie zależność pracy deformacji  $W$  od współczynnika deformacji  $C_s$  przedstawiona na wykresach korelacji dla poszczególnych klas prezentuje nieliniowość przyjętego modelu. Stopień nieliniowości zależy dla danej klasy od masy pojazdu i jego szerokości a dokładniej szerokości strefy deformacji  $L_t$ . W obliczeniach przyjęto jednak zależność tylko od masy pojazdu. Tak więc prędkość przed zderzeniem dla pojazdu jest przybliżana przy pomocy wielomianu drugiego lub trzeciego stopnia od zmiennych współczynnika deformacji i masy pojazdu. Zależność od współczynnika szerokości pojazdu jest słabsza i jako taka nieuwzględniona. Stanowi to podstawę zastosowanej metody. Ten wielomian i jego realizacja przestrzenna (3 wymiarowy wykres) leży u podstawy pracy. Jego krzywizna opisuje zmienność nachylenia tej powierzchni czyli zmienność współczynnika  $b_k$ . W metodzie liniowej ten współczynnik  $b_k$  ma stałą wartość przyjmowaną jako 27 m/s/m.

Na podstawie przeprowadzonych rozważań, dla poszczególnych klas pojazdów, w zależności od sposobu przybliżania rozpatrywanych przypadków wyznaczono model będący wielomianem wynikającym z estymacji dla danych eksperymentalnych.

Metody aproksymacji zależności współczynnika  $b_k$  przy pomocy powierzchni drugiego stopnia stosowane do pozostałych opisywanych klas zawiodą w przypadku klasy Mini [20]. Było to spowodowane jej małą liczebnością. Taki opis wymagał zastosowania wielomianu trzeciego stopnia i precyzyjnych metod estymacyjnych. Metody estymacji nie tylko przy pomocy równań wielomianowych ale i złożonych funkcji nieelementarnych są stosowane w szeregu przypadków modelowania przypadków doświadczalnych. Podstawową trudnością w opisie sytuacji zderzeniowych wielomianem 3 stopnia był wzrost liczby współczynników wielomianu. Położono nacisk na takie uproszczenie funkcji wielomianowej, która z jednej strony miała zminimalizować liczbę członów wielomianu, a z drugiej zapewnić dopasowanie do rzeczywistych rzadkich i nieregularnych przypadków małej licznej bazy. Uzyskano w tym podejściu pełne powodzenie. Istotnym elementem uzyskanego w ten sposób opisu była całkiem dobra dokładność wyznaczenia prędkości przed zderzeniem  $V_t$ . Dokładność ta w postaci wartości błędu względnego

wynosiła średnio ok. 20%. Jest to zadowalający rezultat biorąc pod uwagę wzmiankowane uwarunkowania bazy, takie jak jej przebieg i licznosc. Ponadto zwrócono uwagę na odmienność uzyskanego rezultatu od pozostałych opisywanych dla innych klas pojazdów. W żadnym jednak z poprzednich przypadków nie występowały takie trudności obliczeniowe.

Analiza danych dla klasy pojazdów SubCompact [18] pokazuje odmienne zachowanie się danych i ich korelacji w odniesieniu do pozostałych klas. Różnice występują już przy zestawieniu w postaci histogramu wartości prędkości testowych. Widać tutaj dwa wyraźne piki prędkości do których to wąskich zakresów prędkości ograniczają się w większości przypadki zgromadzone w bazie. Różnice występują przede wszystkim w postaci zależności pracy deformacji  $W$  od odkształcenia  $C_s$ . W tym przypadku nie jest to zależność eksponentalna silnie nieliniowa jak dla pozostałych klas pojazdów a z dużą dokładnością zależność liniowa. Posiada ona znaczący współczynnik korelacji liniowej. Podobne różnice występują w pozostałych zestawieniach danych. Z wykresów korelacji dla parametrów  $C_1$  i  $C_6$  możemy określić stopień centralności zderzenia. Jest on mniejszy niż dla pozostałych klas pojazdów. Nasuwa się wniosek, że wiąże się to z mniejszą masą pojazdów i występowaniem większego związanego z tym udziału deformacji wtórnej częściowo elastycznej i powrotu nadwozia po zderzeniu do pierwotnego kształtu. Posługując się modelem nieliniowym i obliczeniem współczynnika  $V_t$  z równań regresji wielomianowej oraz w oparciu o model matematyczny zależności tego współczynnika od dwóch zmiennych średniej deformacji nadwozia, oraz szerokości pola deformacji uzyskano poprawę dokładności oszacowania prędkości EES uzyskując średni błąd rzędu 6%.

Klasa pojazdów Compact [23], [24] zachowuje się inaczej pod względem wyników analizy danych w porównaniu do klasy Intermediate [19]. Samochody tej klasy posiadają mniejsze masy. Testy zderzeniowe wykazują więcej niż dla klasy Intermediate asymetrii danych w postaci wartości współczynników  $C_1$  do  $C_6$ . Może to być też spowodowane wtórną częściowo sprężystą deformacją pojazdu po zderzeniu. Lżejsze pojazdy są wyraźnie mniej odporne na takie częściowo sprężyste odkształcenia. Stąd uzyskane dla tej klasy współczynniki korelacji posiadają mniejsze niż dla klasy Intermediate wartości.

Dla pojazdów klasy FullSize przyjęto do obliczeń wyniki udostępnione przez NHTSA liczące ok. 300 rekordów [21]. Podobnie jak w przypadku innych klas dla klasy Fullsize, widoczna jest poprawa podstawowych cech opisu takich, jak zmniejszenie błędu wyznaczenia prędkości EES i przede wszystkim zmniejszenie zależności

błędu tej wartości od parametrów  $L$ ,  $C_s$  czy  $m$ . Posługując się modelem nieliniowym i obliczeniem współczynnika  $b_k$  z równań regresji wielomianowej oraz w oparciu o model matematyczny zależności tego współczynnika od dwóch zmiennych średniej deformacji nadwozia, oraz szerokości pola deformacji uzyskano poprawę dokładności oszacowania prędkości EES, uzyskując zadowalający błąd wynoszący 7%.

Dla pojazdów klasy Luxury [22] przyjęto do obliczeń wyniki udostępnione przez NHTSA liczące ponad 287 rekordów. Metoda najmniejszych kwadratów w maksymalny sposób zachowuje charakter przedstawianych zależności co daje uzasadnienie do przybliżenia opisu tych zależności płaszczyzną drugiego stopnia i co najważniejsze charakter nieliniowego przebiegu współczynnika  $b_k$  zachowujący się podobnie jak w przypadku poprzednich klas. Jak wspomniano ten stały nieliniowy charakter zależności wynika przede wszystkim ze zmiennej sztywności nadwozia podczas narastającej deformacji. Żadne fragmenty nadwozia nie zachowują się symetrycznie i liniowo. Taki liniowy opis może być jedynie pierwszym przybliżeniem, w przypadku bazy wielu marek samochodów, z tym, że może stanowić zasadnicze źródło błędu przy rzeczywistych analizach wypadkowych.

Autor proponuje budowę urządzenia pomiarowego przeliczającego w rzeczywistym przypadku kolizji prędkość pojazdu przed zderzeniem bezpośrednio z mierzonych współczynników deformacji  $C_1$  do  $C_6$ . Taki przyrząd pomiarowy oparty o dalmierz laserowy przeliczałby deformację bezpośrednio na pracę odkształcenia  $W$  a stąd po wprowadzeniu szacunkowej masy pojazdu, na jego prędkość przed zderzeniem. Dlatego w pracy położono nacisk na estymacje nieliniowe zależności pracy deformacji  $W$  od współczynnika  $C_s$ .

Wyznaczony na początku przez Autora cel został osiągnięty, w dalszej kolejności prace będą zmierzały do kolejnych etapów weryfikacji uzyskanych rezultatów przez obliczenia prędkości EES dla innych nowych przypadków samochodów z bazy NHTSA. Planowane jest zbiorcze opracowanie obliczeń w postaci zestawienia dla wszystkich klas. W takim zestawieniu klasa Mini ze względu na jej odmienność z pewnością będzie odgrywać istotną rolę. Dla prowadzenia dalszych badań teoretycznych nad eksperymentami zderzeniowymi jest jednak potrzebne oparcie się na większej ilości danych. Nawet stosunkowo liczne klasy takie jak Compact powinny być badane po ich podziale na sektory i marki samochodów. Opis teoretyczny testowany w ten sposób umożliwi potwierdzenie uzyskanych rezultatów i dalsze wyciąganie wniosków. Jestem przekonany, że stosunkowo proste zależności stosowane do opisu energetycznego zderzenia pojazdu także w takim pełnym

zestawieniu danych eksperymentalnych mogą zmienić się w bardziej dokładne zależności.

Baza NHTSA nie była zestawiana w celu znajdowania zależności pomiędzy zmiennymi, a jedynie do przeprowadzenia testów w kierunku nadania pojazdom certyfikatów dopuszczających do ruchu drogowego. Umożliwia ona jednak opracowanie przedstawionej metody. Gdyby była uzupełniona o dalsze przypadki wówczas proponowana metoda pozwoliłaby na jeszcze dokładniejsze wyznaczenie prędkości zderzenia.

## LITERATURA

1. Accident Reconstruction Guidelines, 2004/10.
2. Banasik T., *Rekonstrukcja wypadków drogowych – wybrane zagadnienia*, Warszawa 2006.
3. Campbell B.J., *The Traffic Accident Data Project Scale*, Collision Investigation Methodology Symposium, Warrenton, VA, 1969.
4. Campbell K.L., *Energy basis for collision severity*, SAE 740565.
5. CRASH3 *Technical Manual*, Accident Investigation Division, N.C.S.A., N.H.T.S.A., 1986.
6. Chyla K., *Fizyka*, DEBIT, Bielsko Biała, 1998.
7. Daily J., Strickland R., Daily J., *Crash analysis with Under-rides and the coefficient restitution*, Institute of Police Technology and Management's, 2006.
8. Daily J., Strickland R., Daily J., *Crash analysis with under-rides and the coefficient of restitution*, Institute of Police Technology and Management's 24<sup>th</sup> Annual Special Problems in Traffic Crash Reconstruction, April 2006.
9. Diupero T., *Przypadki szczególne zastosowania EES*, Biuletyn Szkoleniowy – Informacyjny, Rzeczoznawca Samochodowy, Lipiec 2002.
10. Diupero T., Górny A., Wolski E., Ustalenie prędkości zderzenia w oparciu o zakres uszkodzeń samochodu. Rzeczoznawca Samochodowy 8/2000.
11. Frank H., Franck D., *Mathematical methods for accident reconstruction. A forensic engineering perspective*, Taylor Francis Group, 2010.
12. Gąsior M., Niedziela J., *Komputerowe wyznaczanie energii straconej na deformację nadwozia pojazdu*, Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych VI konferencja, Kraków 1998.
13. Gidlewski M., Jemioł L. (referat zamawiany). *Rekonstrukcja zderzenia dwóch samochodów osobowych – podstawowe zasady i praktyka ich stosowania*, III Konferencja naukowo-szkoleniowa „Rozwój techniki samochodowej a ubezpieczenia komunikacyjne”, Radom 2006.
14. Jankowluk A., *Mechanika teoretyczna i podstawy teorii mechanizmów i robotów. Dynamika – tom II*, Politechnika Białostocka, Białystok 1993.
15. Kończykowski W., *Rekonstrukcja pewnego przypadku zderzenia samochodów*, Rzeczoznawca Samochodowy, 1999.
16. Kubiak P., Woźniak M., Jabłoński R., Ozuna G., De La Fuente P., *Determination of Energy Deformation with using NHTSA Stiffness Coefficient*, International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT), 2014, 4., ISSN 2277-3754,



17. Kubiak P., Metoda wyznaczania prędkości na podstawie pomiarów deformacji nadwozia (rozprawa doktorska), Politechnika Łódzka, Łódź 2012.
18. Kubiak P., Work of non-elastic deformation against the deformation ratio of the Subcompact Car Class using the correlation method, *Forensic Science International*, 2018, 287, 47-53, DOI: 10.1016/j.forsciint.2018.03.033variable
19. Kubiak P., Nonlinear approximation method of vehicle velocity  $V_t$  and statistical population of experimental cases, *Forensic Sci. Int.* 281 (2017) 147-151, DOI:10.1016/j.forsciint.2017.10.032
20. Kubiak P., Kazmierczak K., Mierzejewska P., Szosland A., *Investigation of high precision non-linear crash reconstruction method basing on a "Mini" vehicle class database*, *International Journal of Crashworthiness*, DOI 10.1080/13588265.2017.1388210
21. Kubiak P., Krzemieniewski A., Lisiecki K., Senko J., Szosland A., Precise method of vehicle velocity determination basing on measurements of car body deformation – non-linear method for 'Full Size' vehicle class, *Int. J. Crashworthiness* (2017), DOI:10.1080/13588265.2017.1328763
22. Kubiak P., Mierzejewska P., Szosland A., A precise method of vehicle velocity determination based on measurements of car body deformation – non-linear method for the 'Luxury' vehicle class, *Int. J. Crashworthiness* (2017), DOI: 10.1080/13588265.2017.1328763
23. Kubiak, P., Siczek, K., Dabrowski, A, Szosland, A., *New high precision method for determining vehicle crash velocity based on measurements of body deformation*, *International Journal of Crashworthiness*, June 2016, DOI: 10.1080/13588265.2016.1194566
24. Kubiak P., Woźniak M., Карпушкин В., Jozwiak P., Ozuna G., Madziara S., Najbert M., Szosland A., *The Method Of Determining Velocity By Measuring The Vehicle-Body Deformation Plane Approximation Method*, WCE 2016.
25. Krzemień P., Wpływ współczynników restytucji i tarcia w węzle zderzenia na przedzderzeniowe prędkości pojazdów. Optymalizacja jako narzędzie obliczeń, *Paragraf na drodze*, 2011, nr 4, s. 28-43.
26. Manson R.P., Whitcomb D.W., *The Estimation of Accident Impact Speed*, Calspan report YB-3109-V-1, 1972.
27. New Car Assessment Program (NCAP) Frontal Barrier Impact Test, Report Number: NCAP-MGA-2012-003.
28. Orear J., *Fizyka tom I, II*, WNT, Warszawa 1998.
29. Owsiański R., Niepewność obliczeń impulsu siły uderzenia w rekonstrukcji wypadków drogowych, *Paragraf na drodze*, 2010, 2.

30. Owsiański R., Obliczanie zderzeń na podstawie deformacji nadwozi za pomocą programu Crash3 Analizer, Paragraf na drodze, 2007, 6.
31. Owsiański R., Szacowanie energii deformacji nadwozi kompaktowych samochodów osobowych, Paragraf na Drodze, 2007, 4.
32. Owsiański R., Szacowanie energii deformacji nadwozi samochodów osobowych. Modele liniowe, Paragraf na drodze, 2007, 1.
33. Owsiański R., Szczególny przypadek obliczenia parametrów zderzenia w podejściu symulacyjnym, Paragraf na drodze, 2010, 12.
34. Owsiański R., Impuls siły uderzenia w obliczeniu zderzeń. Wykorzystani programu CRASH 3 Analizer Cz.1, Paragraf na drodze, 2009, 11.
35. Owsiański R., Impuls siły uderzenia w obliczeniach zderzeń. Wykorzystanie programu CRASH 3 Analizer, cz. 2, Paragraf na drodze, 2009, 12.
36. Owsiański R., Zderzenia – prezentacja.
37. Owsiański R., Tworzenie rastrów energetycznych nadwozia samochodów osobowych dla zderzeń czołowych, Paragraf na Drodze 7/2007.
38. Owsiański R., *Testy zderzeniowe samochodów osobowych*, Paragraf na Drodze, 2006, 11.
39. Pawelec K.J., Diupero T., *Rekonstrukcja wypadku i zdarzenia drogowego*, Warszawa 2006, ISBN: 8374167858
40. Podstawowe materiały szkoleniowe dla rzeczoznawców i asystentów specjalności B, Warszawa 1983.
41. Potrykus J., *Poradnik techniki samochodowej*, REA, Warszawa 2010.
42. Praca Zbiorowa, *Samochody od A do Z*, WKŁ, Warszawa 1961.
43. Prasad A.K., CRASH3 damage algorithm reformulation for front and rear collisions, SAE 900098.
44. Prochowski L., Unarski J., Wach W., Wicher J., *Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych*, WKŁ, Warszawa 2008.
45. Stefański R.A., *Przestępstwa drogowe w nowym kodeksie*, Zakamycze 1999.
46. Strother Ch. E., Woolley R.L., James M.B., Warner Ch.Y., *Crush energy in accident reconstruction*, SAE 860371.
47. Szczypiński R., CRASH – amerykański model do szacowania energii zużytej na deformację pojazdu, Paragraf na drodze, 2000, 07.
48. Unarski J., Zębała J., *Zbiór podstawowych wzorów i równań stosowanych w analizie wypadków drogowych*, Instytut Ekspertyz Sądowych, Kraków, 2012, wyd. 2, ISBN 978-83-87425-83-8
49. Varat M.S., *Crash Reconstruction Research. 20 Years of Progress (1988-2007)*, Society of Automotive Engineers, USA 2008.

50. Wach W., *Amerykańskie standardy analizy zderzeń*, Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych VIII Konferencja. Zbiór Referatów, Kraków 2002.
51. Wach W., Analiza deformacji samochodu według standardu CRASH 3. Część 1: Wprowadzenie, Paragraf na drodze, 2003, 11.
52. Wach W., Analiza deformacji samochodu według standardu CRASH 3. Część 2 Pomiar głębokości odkształcenia, Paragraf na drodze, 2003, 12.
53. Wach W., Analiza deformacji samochodu według standardu CRASH 3. Część 3, Paragraf na drodze, 2004, 1.
54. Wicher J., Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego, WKŁ, Warszawa, 2004
55. Wicher J., Kilka uwag o wykorzystaniu EES w rekonstrukcji zderzeń samochodu, Rzeczoznawca Samochodowy, 2002, 10.
56. Wierciński J., Wypadki drogowe – elementy analizy technicznej i opiniowania, WKŁ, Warszawa 1985.
57. Wójcikiewicz J., *Ekspertyza sądowa*, Kantor Wydawniczy Zakamycze, 2002.
58. Wypadki drogowe. Vademecum biegłego sądowego, Instytut Ekspertyz Sądowych, Kraków 2010.
59. *Wypadki drogowe w Polsce w 2009 roku*, Komenda Główna Policji, Biuro Ruchu Drogowego, Wydział Profilaktyki i Analiz, Warszawa 2010.
60. *Wypadki drogowe w Polsce w 2010 roku*, Komenda Główna Policji, Biuro Ruchu Drogowego, Wydział Profilaktyki i Analiz, Warszawa 2011.
61. Wyznaczanie energii potrzebnej do deformacji pojazdu na podstawie charakterystyki ilościowej jego odkształcenia, Instrukcja do ćwiczeń. Podstawy analizy wypadku.
62. Wyznaczanie wartości energii rozproszonej podczas zderzenia ciał. Instrukcja do ćwiczeń.

## Spis rysunków

Rys. 1.1.	Przykład katalogu zdjęć zdeformowanych pojazdów testowych wykorzystywanych do metody porównawczej [34], [35] .....	11
Rys. 1.2.	Przykład porównywania zakresu deformacji pojazdów [33].....	12
Rys. 1.3.	Przebieg zmian siły wywołującej deformację nadwozia: a – przykładowy przebieg zbliżony do rzeczywistego, b – uproszczony model.....	13
Rys. 1.4.	EBS/EES w funkcji trwałego odkształcenia: a) – dla pojazdów o masie 1100-1500 kg, b) – dla pojazdów o masie 1800-2000 kg [4] .....	14
Rys. 1.5.	Zależność prędkości uderzenia od trwałego odkształcenia wg [62] .....	15
Rys. 1.6.	Jednostkowa siła uderzenia czołowego [62].....	16
Rys. 1.7.	Liniowa zależność parametru $2ED/Lt$ od trwałej deformacji [36] .....	18
Rys. 1.8.	Sposób przeprowadzania pomiaru deformacji nadwozia [50] .....	21
Rys. 1.9.	Ilustracja graficzna parametrów $\gamma$ i $\eta$ [50] .....	21
Rys. 1.10.	Zmiana prędkości w funkcji deformacji w zderzeniu czołowym [50] .....	22
Rys. 1.11.	Przykład rastra energetycznego nadwozia pojazdu [62] .....	24
Rys. 1.12.	Przykładowy obszar deformacji nadwozia [62].....	24
Rys. 1.13.	Podział całkowitej energii deformacji nadwozia na pasma poprzeczne [62] ...	25
Rys. 2.1.	Przykład przeprowadzania pomiaru odkształceń nadwozia .....	28
Rys. 2.2.	Graficzna interpretacja parametrów .....	29
Rys. 3.1.	Przykładowa nieliniowa współzależność poszczególnych parametrów dla wybranej klasy pojazdów.....	36
Rys. 4.1.	Histogram wartości prędkości przed zderzeniem $V_t$ .....	42
Rys. 4.2.	Histogram wartości uogólnionego współczynnika deformacji $C_s$ .....	42
Rys. 4.3.	Przebieg zależności parametru $V_t$ od numeru przypadku .....	42
Rys. 4.4.	Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ uzyskana metodą najmniejszych kwadratów.....	43
Rys. 4.5.	Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia .....	43
Rys. 4.6.	Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia wykres warstwowy .....	44
Rys. 4.7.	Powierzchnia 2 stopnia i wielomian wynikający z estymacji dla danych eksperymentalnych.....	44
Rys. 4.8.	Estymacja zależności $V_t$ od $C_s$ i $m$ powierzchnią trzeciego stopnia .....	45
Rys. 4.9.	Przedstawienie uzyskanych wartości testowych i rzeczywistych dla pojazdów klasy Mini .....	46
Rys. 5.1.	Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia .....	49
Rys. 5.2.	Histogram wartości masy pojazdu $m$ .....	50
Rys. 5.3.	Rozkład wartości mas pojazdów $m$ uszeregowanych funkcją numeru przypadku w bazie danych .....	51

Rys. 5.4. Histogram wartości prędkości pojazdu przed zderzeniem .....	51
Rys. 5.5. Rozkład wartości prędkości pojazdu przed zderzeniem.....	52
Rys. 5.6. Histogram wartości parametru zderzeniowego $C_1$ .....	53
Rys. 5.7. Rozkład wartości parametru $C_1$ .....	53
Rys. 5.8. Histogram wartości parametru $C_2$ .....	54
Rys. 5.9. Rozkład wartości parametru $C_2$ .....	55
Rys. 5.10. Histogram wartości parametru $C_3$ .....	55
Rys. 5.11. Rozkład wartości parametru $C_3$ .....	56
Rys. 5.12. Histogram wartości parametru $C_4$ .....	56
Rys. 5.13. Rozkład wartości parametru $C_4$ .....	57
Rys. 5.14. Histogram wartości parametru zderzeniowego $C_5$ .....	57
Rys. 5.15. Rozkład wartości parametru $C_5$ .....	58
Rys. 5.16. Histogram wartości parametru $C_6$ .....	58
Rys. 5.17. Rozkład wartości parametru $C_6$ .....	59
Rys. 5.18. Histogram wartości parametru $C_s$ .....	59
Rys. 5.19. Rozkład wartości parametru $C_s$ .....	60
Rys. 5.20. Histogram wartości parametru szerokości zderzeniowej pojazdu $L_t$ .....	60
Rys. 5.21. Rozkład wartości parametru $L_t$ .....	61
Rys. 5.22. Histogram wartości parametru $b_k$ .....	61
Rys. 5.23. Rozkład wartości parametru $b_k$ .....	62
Rys. 5.24. Histogram wartości pracy odkształcenia $W$ .....	62
Rys. 5.25. Rozkład wartości pracy deformacji $W$ .....	63
Rys. 5.26. Histogram wartości błędu metody nieliniowej.....	63
Rys. 5.27. Rozkład wartości błędu metody nieliniowej .....	64
Rys. 5.28. Zależność parametru nachylenia $b_k$ i parametru $C_s$ .....	64
Rys. 5.29. Zależność parametru deformacji $C_s$ i parametru pracy deformacji $W$ .....	65
Rys. 5.30. Zależność pomiędzy parametrem $C_s$ a błędem metody .....	66
Rys. 5.31. Zależność pomiędzy wartościami parametru $C_l$ a wartościami parametru $C_2$ ..	66
Rys. 5.32. Zależność pomiędzy wartościami parametru $C_l$ a wartościami parametru $C_3$ ..	67
Rys. 5.33. Zależność pomiędzy wartościami parametrów $C_l$ i $C_4$ .....	67
Rys. 5.34. Zależność pomiędzy wartościami współczynników $C_l$ i $C_5$ .....	68
Rys. 5.35. Zależność pomiędzy wartościami parametrów $C_l$ i $C_6$ .....	68
Rys. 5.36. Zależność pomiędzy parametrami zderzeniowymi $C_4$ i $C_3$ .....	69
Rys. 5.37. Zależność pomiędzy parametrami $C_4$ i $C_5$ .....	69
Rys. 5.38. Zależność pomiędzy parametrami $C_4$ i $C_6$ .....	70
Rys. 6.1. Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia.....	75
Rys. 6.2. Histogram wartości mas pojazdów .....	75
Rys. 6.3. Rozkład wartości mas pojazdów .....	76
Rys. 6.4. Histogram wartości prędkości testowych pojazdów .....	76
Rys. 6.5. Rozkład wartości prędkości testowych .....	77

Rys. 6.6. Histogram wartości parametru deformacji $C_1$ .....	77
Rys. 6.7. Rozkład wartości parametru deformacji $C_1$ .....	78
Rys. 6.8. Histogram wartości parametru deformacji $C_2$ .....	78
Rys. 6.9. Rozkład wartości parametru deformacji $C_2$ .....	79
Rys. 6.10. Histogram wartości parametru deformacji $C_3$ .....	79
Rys. 6.11. Rozkład wartości parametru deformacji $C_3$ .....	80
Rys. 6.12. Histogram wartości parametru deformacji $C_4$ .....	80
Rys. 6.13. Rozkład wartości parametru deformacji $C_4$ .....	81
Rys. 6.14. Histogram wartości parametru deformacji $C_5$ .....	81
Rys. 6.15. Rozkład wartości parametru deformacji $C_5$ .....	82
Rys. 6.16. Histogram wartości parametru deformacji $C_6$ .....	83
Rys. 6.17. Rozkład wartości parametru deformacji $C_6$ .....	83
Rys. 6.18. Histogram wartości parametru deformacji $C_{s2}$ .....	84
Rys. 6.19. Rozkład wartości parametru deformacji $C_{s2}$ .....	84
Rys. 6.20. Histogram wartości szerokości strefy wgniecenia $L_t$ .....	85
Rys. 6.21. Rozkład wartości szerokości strefy wgniecenia $L_t$ .....	85
Rys. 6.22. Histogram wartości parametru $b_k$ .....	86
Rys. 6.23. Rozkład wartości parametru $b_k$ .....	87
Rys. 6.24. Histogram wartości pracy deformacji $W$ .....	88
Rys. 6.25. Rozkład wartości pracy deformacji $W$ .....	88
Rys. 6.26. Histogram wartości błędu metoda nieliniowa.....	89
Rys. 6.27. Zależność parametru deformacji $b_k$ i parametru deformacji $C_{s2}$ .....	89
Rys. 6.28. Zależność parametru deformacji $C_{s2}$ i pracy deformacji $W$ .....	90
Rys. 6.29. Zależność parametru deformacji $C_{s2}$ i błędu metody nieliniowej.....	91
Rys. 6.30. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_2$ .....	91
Rys. 6.31. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_3$ .....	92
Rys. 6.32. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_4$ .....	93
Rys. 6.33. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_5$ .....	93
Rys. 6.34. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_6$ .....	94
Rys. 6.35. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_2$ .....	94
Rys. 6.36. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_3$ .....	95
Rys. 6.37. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_5$ .....	95
Rys. 6.38. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_6$ .....	96
Rys. 6.39. Zależność współczynnika nachylenia krzywej $b_k$ od współczynnika $C_s$ .....	96
Rys. 6.40. Histogram wartości błędu wyznaczenia prędkości pojazdu – metoda nieliniowa.	97
Rys. 6.41. Słaba zależność błędu wyznaczenia prędkości pojazdu od współczynnika $C_s$ – metoda nieliniowa .....	97
Rys. 6.42. Zależność prędkości pojazdu od współczynnika deformacji $C_s$ – model nieliniowy .....	98
Rys. 6.43. Słaba zależność błędu wyznaczenia prędkości pojazdu od współczynników $C_s$ i masy – model nieliniowy .....	98

Rys. 6.44. Wzrost wartości błędu wyznaczenia prędkości pojazdu dla przypadków o małym współczynniku $C_s$ i dużym $L_t$ .....	99
Rys. 7.1. Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia dla 100 przypadków .....	104
Rys. 7.2. Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia dla 300 przypadków .....	104
Rys. 7.3. Histogram wartości parametru $m$ .....	105
Rys. 7.4. Rozkład wartości parametru $m$ .....	106
Rys. 7.5. Histogram wartości parametru $V_t$ .....	106
Rys. 7.6. Rozkład wartości parametru $V_t$ .....	107
Rys. 7.7. Histogram wartości parametru $C_1$ .....	108
Rys. 7.8. Rozkład wartości parametru $C_1$ .....	108
Rys. 7.9. Histogram wartości parametru $C_2$ .....	109
Rys. 7.10. Rozkład wartości parametru $C_2$ .....	109
Rys. 7.11. Histogram wartości parametru $C_3$ .....	110
Rys. 7.12. Rozkład wartości parametru $C_3$ .....	110
Rys. 7.13. Histogram wartości parametru $C_4$ .....	111
Rys. 7.14. Rozkład wartości parametru $C_5$ .....	111
Rys. 7.15. Histogram wartości parametru $C_5$ .....	112
Rys. 7.16. Histogram wartości parametru $C_6$ .....	112
Rys. 7.17. Rozkład wartości parametru $C_6$ .....	113
Rys. 7.18. Histogram wartości parametru $C_{s2}$ .....	113
Rys. 7.19. Rozkład wartości parametru $C_{s2}$ .....	114
Rys. 7.20. Histogram wartości parametru $L_t$ .....	115
Rys. 7.21. Rozkład wartości parametru $L_t$ .....	115
Rys. 7.22. Histogram wartości parametru $b_k$ .....	116
Rys. 7.23. Rozkład wartości parametru $b_k$ .....	116
Rys. 7.24. Histogram wartości parametru $W$ .....	117
Rys. 7.25. Rozkład wartości parametru $W$ .....	117
Rys. 7.26. Histogram wartości błędu metody .....	118
Rys. 7.27. Rozkład wartości błędu metody .....	118
Rys. 7.28. Zależność parametru $b_k$ i parametru $C_{s2}$ .....	119
Rys. 7.29. Zależność parametru $C_{s2}$ i parametru $W$ .....	120
Rys. 7.30. Zależność parametru $C_{s2}$ i błędu metody.....	120
Rys. 7.31. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_2$ .....	121
Rys. 7.32. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_3$ .....	121
Rys. 7.33. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_4$ .....	122
Rys. 7.34. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_5$ .....	122
Rys. 7.35. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_6$ .....	123
Rys. 7.36. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_2$ .....	123
Rys. 7.37. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_3$ .....	124

Rys. 7.38. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_5$ .....	124
Rys. 7.39. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_6$ .....	125
Rys. 7.40. Nieliniowa zależność pracy odkształcenia $W$ od $C_{s2}$ i masy $m$ .....	127
Rys. 7.41. Zależność pracy $W$ od $C_{s2}$ .....	127
Rys. 8.1. Zależność parametru $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżenie powierzchnią drugiego stopnia .....	131
Rys. 8.2. Histogram wartości mas pojazdów .....	132
Rys. 8.3. Rozkład wartości mas pojazdów .....	133
Rys. 8.4. Histogram wartości prędkości początkowych pojazdów .....	133
Rys. 8.5. Rozkład wartości prędkości początkowych pojazdów .....	134
Rys. 8.6. Histogram wartości parametru $C_1$ .....	134
Rys. 8.7. Rozkład wartości parametru $C_1$ .....	135
Rys. 8.8. Histogram wartości parametru $C_2$ .....	136
Rys. 8.9. Rozkład wartości parametru $C_2$ .....	136
Rys. 8.10. Histogram wartości parametru $C_3$ .....	137
Rys. 8.11. Rozkład wartości parametru $C_3$ .....	137
Rys. 8.12. Histogram wartości parametru $C_4$ .....	138
Rys. 8.13. Rozkład wartości parametru $C_4$ .....	138
Rys. 8.14. Histogram wartości parametru $C_5$ .....	139
Rys. 8.15. Rozkład wartości parametru $C_5$ .....	139
Rys. 8.16. Histogram wartości parametru $C_6$ .....	140
Rys. 8.17. Rozkład wartości parametru $C_6$ .....	140
Rys. 8.18. Histogram wartości parametru $C_{s2}$ .....	141
Rys. 8.19. Rozkład wartości parametru $C_{s2}$ .....	141
Rys. 8.20. Histogram wartości parametru $L_t$ .....	142
Rys. 8.21. Rozkład wartości parametru $L_t$ .....	142
Rys. 8.22. Histogram wartości parametru $b_k$ .....	143
Rys. 8.23. Rozkład wartości parametru $b_k$ .....	143
Rys. 8.24. Histogram wartości parametru $W$ .....	144
Rys. 8.25. Rozkład wartości parametru $W$ .....	144
Rys. 8.26. Histogram wartości błędu metody nieliniowej .....	145
Rys. 8.27. Rozkład wartości błędu metody nieliniowej .....	145
Rys. 8.28. Zależność parametru $b_k$ i parametru $C_{s2}$ .....	146
Rys. 8.29. Zależność parametru $C_{s2}$ i parametru $W$ .....	146
Rys. 8.30. Zależność parametru $C_{s2}$ i błędu metody nieliniowej .....	147
Rys. 8.31. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_2$ .....	148
Rys. 8.32. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_3$ .....	148
Rys. 8.33. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_4$ .....	149
Rys. 8.34. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_5$ .....	150
Rys. 8.35. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_6$ .....	151
Rys. 8.36. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_2$ .....	151



Rys. 8.37. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_3$ .....	152
Rys. 8.38. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_5$ .....	152
Rys. 8.39. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_6$ .....	153
Rys. 9.1. Zależność parametrów $V_t$ od $C_s$ i $m$ – przybliżone powierzchnią drugiego stopnia.....	156
Rys. 9.2. Histogram wartości parametru $m$ .....	157
Rys. 9.3. Rozkład wartości parametru $m$ .....	157
Rys. 9.4. Histogram wartości parametru $V_t$ .....	158
Rys. 9.5. Rozkład wartości parametru $V_t$ .....	158
Rys. 9.6. Histogram wartości parametru $C_1$ .....	159
Rys. 9.7. Rozkład wartości parametru $C_1$ .....	159
Rys. 9.8. Histogram wartości parametru $C_2$ .....	160
Rys. 9.9. Rozkład wartości parametru $C_2$ .....	160
Rys. 9.10. Histogram wartości parametru $C_3$ .....	161
Rys. 9.11. Rozkład wartości parametru $C_3$ .....	161
Rys. 9.12. Histogram wartości parametru $C_4$ .....	162
Rys. 9.13. Rozkład wartości parametru $C_4$ .....	163
Rys. 9.14. Histogram wartości parametru $C_5$ .....	163
Rys. 9.15. Rozkład wartości parametru $C_5$ .....	164
Rys. 9.16. Histogram wartości parametru $C_6$ .....	164
Rys. 9.17. Rozkład wartości parametru $C_6$ .....	165
Rys. 9.18. Histogram wartości parametru $C_s$ .....	165
Rys. 9.19. Rozkład wartości parametru $C_s$ .....	166
Rys. 9.20. Histogram wartości parametru $L_t$ .....	167
Rys. 9.21. Rozkład wartości parametru $L_t$ .....	167
Rys. 9.22. Histogram wartości parametru $b_k$ .....	168
Rys. 9.23. Rozkład wartości parametru $b_k$ .....	169
Rys. 9.24. Histogram wartości parametru $W$ .....	169
Rys. 9.25. Rozkład wartości parametru $W$ .....	170
Rys. 9.26. Histogram błędu metody .....	170
Rys. 9.27. Rozkład błędu metody.....	171
Rys. 9.28. Zależność parametru $C_s$ i parametru $W$ .....	171
Rys. 9.29. Zależność parametru $b_k$ i parametru $C_s$ .....	172
Rys. 9.30. Zależność parametru $C_s$ i błędu metody .....	172
Rys. 9.31. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_2$ .....	173
Rys. 9.32. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_3$ .....	173
Rys. 9.33. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_4$ .....	174
Rys. 9.34. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_5$ .....	174
Rys. 9.35. Zależność parametru $C_1$ i parametru $C_6$ .....	175
Rys. 9.36. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_2$ .....	175
Rys. 9.37. Zależność parametru $C_4$ i parametru $C_6$ .....	176

## Spis tabel

Tabela 1.1. Parametry sztywnościowe $A$ , $B$ w zależności od typu pojazdu [48].....	20
Tabela 2.1. Zestawienie klas pojazdów wg masy pojazdów.....	27
Tabela 4.1. Współczynniki zastosowane w modelu trzeciego stopnia.....	45
Tabela 4.2. Dane modelu estymacyjnego.....	46
Tabela 5.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia.....	49
Tabela 6.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia.....	75
Tabela 7.1. Uśrednione wartości badanych parametrów dla poszczególnych klas pojazdów.....	102
Tabela 7.2. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia.....	103
Tabela 7.3. Współczynniki estymacyjne .....	128
Tabela 8.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia.....	131
Tabela 9.1. Współczynniki zastosowane w modelu drugiego stopnia.....	156

## **Abstract**

### **Review of scientific/artistic purpose mentioned work and results obtained, as well as discussion of possible applications.**

After I have obtained the doctoral degree my interests focused on methods of vehicles' precrash velocity determination. Main interest was to develop a method that would define the instantaneous speed, right before the impact. Proposed method is aimed at decreasing the error of obtained results, which improves overall efficiency. It results in a reliable tool for crash site reconstruction for frontal and side collisions with displacement. Proposed method was applied to following vehicle groups: Mini – weight below 900 kg, Small – 900-1300 kg, Compact – 1240-1500 kg, Midsize – 1480-1790 kg, Executive – 1750-2100 kg and Luxury – 2250-3500 kg.

Traffic collision, considered as a process is a sequence of dependent events transpiring at specific time and in limited physical area. As the event has extensive effects, it should be considered in many aspects: technical, medical, psychological, sociological, legal. In crash site analysis it is essential to properly determine the speed of vehicles that took part in it.

From a technical point of view, a car crash is a result of association of several factors or elements, that working according to law of physics, lead to a state where further locomotion of participants is no longer possible.

The occurrence of car crash are dependent on three primary elements: human, vehicle and road. According to statistical data, car accidents due to vehicles' malfunction or road condition add up to a mere 5-7% of cases. In other cases, the human factor is responsible.

Accident reconstruction and its circumstances as well as the role of participants in the event is a multiplanar process. The participants are therefore not included in the evidence and the process is based on traces left at the scene. These traces, properly interpreted and read provide needed information about the event.

Proper accident reconstruction allows for verification of its course against the statements given by the participants and witnesses.

The aim of the reconstruction is to determine specific motion parameters of vehicles before the crash. It is necessary to assess the driver's behavior.

During the impact, vehicle's chassis suffers from large deformations and the work done results in decreasing its speed and kinetic energy. The deformation process can be considered as a result of external forces' work. The dependence

between performed deformation work and the magnitude of chassis deformation is described in the source literature. Taking into account the considerations above, following can be stated:

- based on the deformation depth, the work of forces of deformation can be determined,
- based on the magnitude of dispersed energy used on deformation, the decrease in speed during the crash can be determined, assuming that the mass of vehicle does not vary.

There are many available methods for determining velocity of colliding vehicles. Analytical models describing the phenomena occurring during the crash, enabling the estimation of precrash velocity are characterized by specific effectiveness and precision. The effectiveness, or rather the efficiency, is defined by applicability of said method in a specific traffic event.

An important step during precrash speed estimation is the determination of the amount of energy absorbed. This seemingly easy task, in reality is quite complex. Many years of research caused the creation of different methods aiming at solving these problems. The basic method of validating the calculations is the experimental verification of analytical models. This allows to estimate the error due to simplifications and model imperfections.

Analysis of precursor's work and research of different approaches showed that calculated results do not coincide with reality. The cause of such state of matter are the stiffness parameters enclosed in databases, based on old, outdated chassis structures. There is a need for an analytical tool that will quickly and precisely allow for obtaining desired precrash velocity data.

Striving towards the precrash velocity determination, usually documented vehicle damage are used. In such determination, it is essential to find the amount of energy absorbed during the accident.

One of the basic analytical methods, widely used nowadays, is based on linear estimation of precrash velocity. Currently used linear calculation methods will be elaborated in the following section.

At solving problems regarding accident reconstruction, one of the key aspect is to determine the velocity before the impact. It is achieved by means of deformation measurement. This work is dedicated to solving this issue.

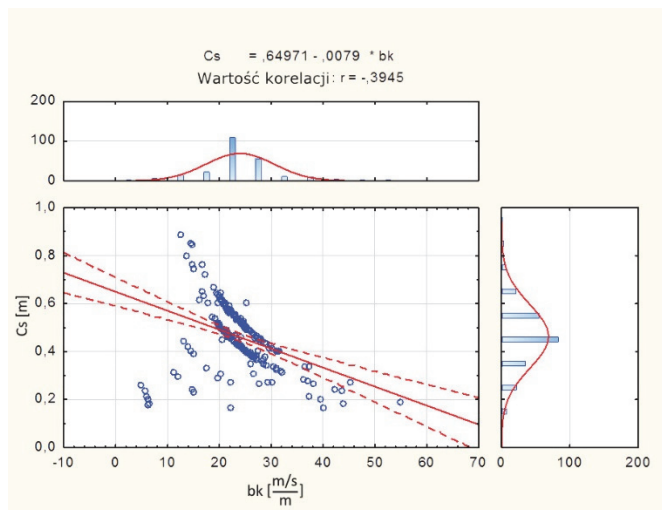
Up till now, the linear approach did not produce accurate enough results. While analyzing these results, an observation about the result distribution was made. It appears that collection of values for each case, considered as a whole in given vehicle class, have highly nonlinear characteristic. Regrouping the data from

crash tests (such as average deformation depth, vehicle's mass, vehicle width, etc.) may indicate if the dependence is nonlinear. To achieve this goal, an algorithm will be devised, which will focus on changing the behavior of individual, correlated parameters for each car class. Obtained results will be presented in a graphic form of characteristics and histograms that will emboss the meaning of data and its interdependencies. Parameter correlation method will be also used to analyze and compare data among different classes, showing greater dependencies between average deformation depth parameters for heavier vehicles.

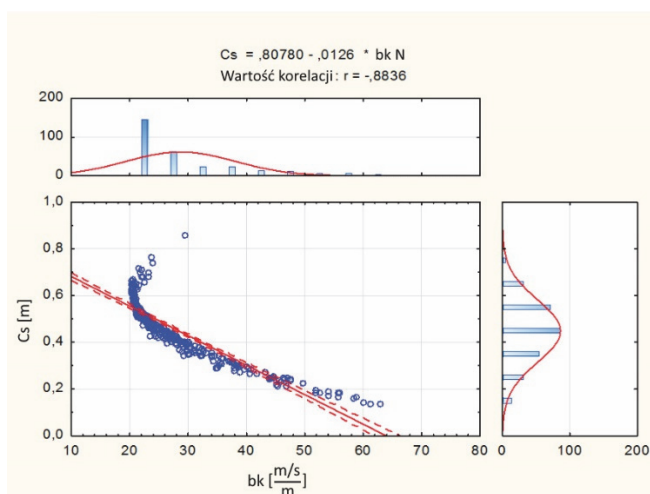
The goal set by the Author is to present the nonlinear method, which will allow to determine the real vehicle velocity in the instant of the collision. Energy lost in the crash corresponds with the difference of kinetic energy before and after the event. It is also equal to work of plastic deformation of both bodies taking part in the collision. Deformed chassis is a information itself about the magnitude of work that caused said deformation. The method will allow for a substantial update of currently used methodic with respect to car structure development and its adjustment to new technological solutions. Effect of the method will be useful for purpose of crash site reconstruction and determining the velocity before the impact.

Method will be based on a group of vehicles already tested in terms of crash, recorded in a NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) database. This database poses a great help in traffic safety improvement by providing a representative collection of properly processed traffic accidents. Those test allow for a standalone compilation of selected information with the possibility of assessing isolated cases. For the purpose of the method described, only frontal collisions were selected to be arranged according to production date, mass and drivetrain type of the vehicle. This way, newly prepared database will allow to estimate the value of stiffness parameters of specific vehicles and then the value of parameter related to kinetic energy and work of permanent deformation.

One can suppose, that the above analyses and introduction of nonlinear method can be aimed towards proper determination of vehicle speed, which may lead to conclusions about the cause of the accident.



a)



b)

Fig. 1.3. Exemplary correlation of  $b_k$  and  $C_s$  parameters:

a) Mini, b) Luxury

Linear methods used up till now were somewhat an approximation of estimation of vehicle velocity with error ranging between 15% and 30%. Each energetic method is greatly affected by the error of velocity determination. It stems from a fact of the same measurement idea. The only data, the calculation are built around coefficient from  $C_1$  to  $C_6$  of chassis deformation post impact. A good practice is to divide the vehicles into groups, based on their masses. This however,

does not produce accurate results. Even within the same car class there are models with different car body structure. These changes cause “distortion” of measured data and do not describe specific incident. This shows how important is the uniformity of calculation method.

Analyzing thousands of data collected in the NHTSA database resulted in creation of calculation model greatly improving the accuracy of vehicle speed determination. Basis of the model are the interdependence of specific parameters concerning the same incident for each car class collected in the database.

The basic assumptions of the method are the following observations made analyzing empirical data:

- coefficient  $b_k$  is nonlinearly dependent on deformation coefficient  $C_s$  and vehicle mass  $m$ ,
- coefficient  $b_k$  depends nonlinearly on width of collision  $L_t$ ,
- there exists a possibility to divide all vehicles depending on their masses into groups of selected classes.

Above mentioned assumptions are based on set of specific parameters for car classes, that show nonlinear behavior of  $b_k$  coefficient depending on the general deformation  $C_s$  and mass  $m$ . This nonlinearity is also observed when it comes to the dependence between coefficient  $b_k$  and width of collision  $L_t$ . Interdependence of specific parameters for given class imposes the nonlinear form of description.

Method's assumptions are related to the fact that  $b_k$  coefficient being calculated according to the nonlinear method has a range of values and not a single value as in case of linear method.

This range of values and nonlinear behavior of coefficient  $b_k$  will be described by means of approximation of this quantity with the use of polynomial plane of 2<sup>nd</sup> or 3<sup>rd</sup> order. In linear method, the precrash velocity is determined with following relation:

$$(1.21)$$

In linear method, the  $b_k$  is assumed to be constant in the calculations. The velocity that the vehicle has attained is known, as well as average depth of deformation  $C_s$ . This value stems from the value of respective coefficient  $C_1 - C_6$  according to formula (2.1). After the deformation coefficient  $C_s$  is determined, as well as coefficients  $\alpha$  and  $\beta$  and assuming the coefficient  $b_0 = 3.05$  m/s responsible for plastic deformation, it is possible to calculate the value of  $b_k$  coefficient.

In nonlinear method the variance of  $b_k$  parameter was assumed. The set of values of  $b_k$  for each case is considered for the whole class shows highly nonlinear

character. Individually determined values of  $b_k$  coefficient and mutual correlation of parameters influencing this coefficient in given car class can be presented by means of a polynomial in a form of a surface of 2<sup>nd</sup> or 3<sup>rd</sup> order.

With a small number of data records, the polynomial surface description of higher order would impair the accuracy of precrash velocity determination. Large number of records ensures a precise description, with the surface improving the coefficients correlation depiction. Due to this fact, when the number of records is low, it is necessary to decrease the order of the surface. This implies that the polynomial order, illustrated by the surface should be optimized depending on accuracy of data.

Obtained values of  $b_k$  coefficient have different values for different velocities and values of  $C_s$  coefficient.  $b_k$  is a coefficient that decides of the slope in the dependence of velocity  $V_t$  and coefficient  $C_s$ . Parameters calculated in such manner are a local linearization of calculations, which indicates that slope of velocity  $V_t$  and coefficient  $C_s$  relation is nonlinear. Dependence  $b_k / C_s$  is also nonlinear and the  $b_k$  is inversely proportional to  $C_s$ .

This approach allows to calculate the value of  $b_k$  for a known velocity. There is a necessity of creating a mathematical model based on estimation function, which for varying value of  $b_k$  will illustrate the characteristics of this variability and allow to anticipate the case for which this model will be an exemplary one.

In relation to this, after the  $b_k$  is calculated, it is modeled as a function. It is a function dependent on  $V_b$ ,  $b_o$ ,  $C_s$ , but also on vehicle mass. Considering this fact, the objective method is based on determining the  $b_k$  just as in the linear method from formula 1.21 and then searching for the mathematical model of function  $b_k = f(C_s, m)$ . This model will be then used to predict value  $b_k$  when the value of velocity  $V_t$  is unknown or for database fragments, where this model will have predictive value. This mathematical model is an estimation of function based on experimental points and assumed form of this function. Estimation requires considering the experimental points set and properly chosen function form. On the basis of assumed model i.e. function estimating at a given form, the experimental points are calculated according to a new value of  $b_k$ . This yields nonlinear  $b_k$ . This function turns out to be a nonlinear for both vehicle mass  $m$  and coefficient  $C_s$ . The values of  $b_k$  as a function of  $C_s$  itself behave nonlinearly, but in a regular manner. For example, if the  $C_s$  increases, the  $b_k$ , being the slope of function plot illustrating the dependence between vehicle speed and value of general deformation  $C_s$ , decreases. Even if the forms of the function are simple, the estimation produces a proper approximation of nonlinear function, that



illustrates dependencies between real data. Therefore, the application of estimating functions and secondary calculations according to the mathematical model in form of estimating function with value of  $b_k$  coefficient of nonlinear method, produces good accuracy of calculated velocity  $V_t$ . Naturally, this model possesses the predictive capabilities and it can be applied to different fragments of database within the same vehicle class or to analyze real road accidents. In each of these cases, the accuracy of  $V_t$  determination greatly surpasses this found in linear approach. The data itself is arranged in nonlinear manner and processing it by means of nonlinear method will surely produce better results than linear approximation.

### **Synthesis of content of monograph entitled: "Precrash velocity modeling based on nonlinear function"**

Initially, cars had a stiff frame that was deformed and damaged in the event of collision. Nowadays, effectively, the whole front portion of the body is a crash impact absorbing element. Here lies the actual difficulty in determining the vehicle velocity basing on mentioned earlier deformation coefficients. Such structure is asymmetric with respect to axis of the vehicle and different not only between different classes, but also for one car manufacturer within the same class. Due to this fact, obtaining the values of said coefficients does not constitute proper velocity determination. This requires to perfect the description method.

One of those is said proposed nonlinear method. In fig 1.3 nonlinear interdependency of selected parameters for specific car class is presented. Nonlinear method is predestined for description of such correlations. The figure shows that the plane tangent to the surface has different slope in each point and is nonlinearly dependent on variable  $C_s$ . Linear approach takes this parameter as a constant value. This is the reason for considerable error in velocity determination in linear method

An important role in nonlinear relation of vehicle velocity and general deformation coefficient  $C_s$  plays the class of the vehicle in question.

Different car classes behave differently regarding the character of the described relation. Different approaches show diversity of viewpoints and complexity of data presented in database.

Obtaining more data about the vehicle, than its emblem symbol is hindered. Amount of data is usually highly limited. Approaching the analysis with energetic methods allows for the velocity determination, but with insufficient accuracy. Therefore, constant improvement of accidents description method is vital.

Proposed method significantly improves the accuracy of velocity  $V_i$  determination. It is reflected in the compilation of specific parameters for a vehicle class. It is the data that arranges itself in a nonlinear manner. Adjusting the parameters to such correlation of nonlinear character imposes the best possible reflection of sought relations. This nonlinearity is an effect of modern vehicles chassis structure and the way that it deforms upon impact.

This paper presents graphs of forces acting during the crash as a function of deformation depth. These plots illustrating significant increase in forces magnitude during impact, but with a decreasing tendency. Similar results were obtained based on the provided database. It is clearly visible in the plots presenting the relation between deformation work  $W$  and deformation depth. Work  $W$  decreases with increasing coefficient  $C_s$ .

The same analysis concerns precrash velocity.

In both cases it is the consequence of nonlinear character of relation between slope  $b_k$  and general coefficient of deformation  $C_s$ .

Assumption of constant value of 27 m/s/m for this parameter in linear method produces significant approximation error. It does not comply with neither correlation of parameters for given vehicle class, nor analysis of crash situation.

For purpose of calculations, analyses were done using nonlinear regression, parameter estimation by means of nonlinear method and least square method to determine the surface as well as polynomial data approximation. Such methods of calculation ensure proper match of description with interdependencies of parameters for specific vehicle class NHTSA database. Performed analyses in form of histograms of vehicle velocity values and spectrum of vehicle mass along with an analysis of plots presenting error made while using the method and series of two-dimensional dependencies.

This paper presents the complete spectrum of calculation methods resulting in enhancement of crash description quality. Only such approach guaranties a full utilization of data enclosed in database. Naturally, the quality of results is similar to the analysis of singular traffic accident case.

Despite the fact, that all accidents described in the database are central, there exists a distinctive asymmetry of deformation at both sides of the vehicle. It may be caused by the unequal stiffness coefficient of the vehicle or a secondary deformation. The secondary deformation is described as a partly elastic for some portions of chassis. It is partly reversible, but asymmetrical to the vehicle axis.

This calls for a reference to measurement accuracy of already mentioned deformation coefficients. Considering the above deviations from symmetry ranging up to several hundreds of per cent, it seems that its values are heavily affected by measurement error. On the other hand, database provides these values with 1 mm precision, omitting the measurement error. It is not the proper approach, as theory shows. Errors of determination of these values must reach several tens or even above hundred millimeters. After the impact, the chassis is heavily deformed and it does not resemble a deformed plane.

Similarly, it is not possible to retain an even measurement height (with respect to the ground) of the deformation coefficients. These imperfections of a significant contribution to the value would constitute a perfect source of precrash velocity error determination. With its omission, to estimate the error of the method only calculation of EES velocity relative error can be used and only while knowing the velocity before the impact.

The origin of measurement error has always a dual source. It can be the accuracy of applied method referred to the complexity of the actual case described by complex model. Although, it usually are the measurement error that contribute the most.

Energetic methods are always an approximation of described case. Only a precise event analysis in every instant of deformation (data from cameras and sensors embedded in vehicle and the obstacle) can give the answer about how the energy is lost during the impact and give dynamic values of forces and deformation work depending on advancing deformation  $C_s$ .

Such full analysis is impossible to perform in every instant of the event in a real life case of post-accident situation. Despite this fact, the examination of crash site has a value of approximated analysis and serves the purpose of precrash velocity determination.

Several different method of processing NHTSA database were also scrutinized. One of the new approaches is the variable correlation. Once the asymmetry in coefficients  $C$  has been observed a different, better method has been developed, correcting the asymmetry in general coefficient  $C_s$ .

The formula used up till now is based on a simple weighed arithmetic mean which does not account for the asymmetry. Now it possesses mixed factors that are capable of counteracting the effects of asymmetry. The calculation behavior of both formulas is very similar. The more complex formula taking into account the square root was examined by comparison with the prior using the variable correlation

method. Correlation method was practically equal to 1 proving the applicability of presented approach.

Method of variable correlation was also used to examine relation between specific parameters  $C$ . There are significant differences between Intermediate and Subcompact class vehicles in obtained correlation coefficients between points  $C_1$  and  $C_4$ . Such situation indicates the suggested difference in body deformation for vehicles of examined classes. Heavier vehicles (Intermediate class) are deformed in a more symmetric manner.

Significant amount of focus was devoted to newly planned method of direct determination of velocity  $EBS$  based on mathematically modeled deformation work  $W$ . Author plans to build a device, which directly at the crash site will calculate the precrash velocity (using the deformation work as a function of general deformation coefficient  $C_s$ ). If a collection of work function  $W$  is available for different vehicles, it is possible to calculate the speed of vehicle at the site of accident. Calculation of coefficients  $A$ ,  $B$  as well as  $\alpha$  and  $\beta$  is no longer necessary. Such mathematical modeling is introduced, in order to determine directly the deformation work  $W$  for different vehicle classes.

Models of relations between variables can be divided into two groups: linear and nonlinear. In the second group one can distinguish linearized and nonlinearized models. Modeling with the use of polynomial functions falls in the first category. Utilizing a properly chosen transformation, the model is being altered into a linear form, but with a greater number of variables. For a relation described with a quadratic function performing transformation:

$$\begin{cases} Z_1 = X^2 \\ Z_2 = X \end{cases} \quad (1.22)$$

A multiple regression equation is obtained:

$$Y = aZ_1 + bZ_2 + c. \quad (1.23)$$

For relation described with a polynomial of third order performing transformation:

$$\begin{cases} Z_1 = X^3 \\ Z_2 = X^2 \\ Z_3 = X \end{cases} \quad (1.24)$$

A multiple regression equation is obtained:

$$Y = aZ_1 + bZ_2 + cZ_3 + d. \quad (1.25)$$

Both cases utilize the least square method to determine the model parameters. Complex calculations determine the use of proper mathematical or statistical software.

In cases of calculation performed for sought function of deformation work  $W$  nonlinear estimation method was used. The choice of model form was determined by the correlation between specific parameters within a given vehicle class.

Proposed model is a compromise between oversimplified description and excessive consideration for details. For the majority of proposed applications, the second order polynomial was sufficient. Methods used up till now can be shortly described according to following classification: comparative, analytical and graphical. These methods produce results, based on approaches of Campbell, McHenry, Strother, Prasad and CRASH3 which greatly deviate from the actual values. This is directly connected with the development of automotive industry, and what comes after, the development of vehicle structure.

Those changes lead to alteration of vehicle body stiffness. If the EES parameter is to be determined, it is necessary to find a new tool that will enable performing proper calculations.

Proposed method of nonlinear description of experimental data stems from the sole nonlinear nature of parameters for given vehicle class. Due to this fact, it constitutes a more precise approximation of described relation found in real cases. But only the introduction of appropriate formulas approximating this nonlinearity created a proper mathematical apparatus for these calculations. There lies the true value of devised method and the source of improvement in vehicle velocity determination. It has been proven, that the relative error in proposed method compared to the error in linear approach has been decreased severalfold. It is a hard evidence of its applicability in real calculation cases. However, only the improvement of data processing in real accident cases proves the true improvement of performed analyses. The source of nonlinear behavior of experimental data relations is in fact more complex than already mentioned difference in stiffness during different stages of deformation. It also implies different nonlinear relation of vehicle mass. It is clearly visible in presented graphs. So the slope coefficient is also dependent on vehicle mass and the dependence varies across vehicle classes. Similarly, when analyzing data an observation was made that the nonlinearity also depends on the vehicle width. It suggests that the spectrum of analyzed data should be increased to further improve the description. However, the vehicle mass and the deformation width influences performed calculations most significantly.

Nonlinear method is a perfect tool for analysis of a specific case of accident, but it is also a great starting point to plan crash test as in the NHTSA database which records used for calculations in this method.

Author proposes devising a measurement tool that would calculate the precrash velocity based on deformation coefficients from  $C_1$  to  $C_6$  in real time. Such device, built on the basis of laser rangefinder, would calculate the deformation work  $W$  and when given the mass, it would return the value of precrash velocity of vehicle in question. Therefore, such emphasis is put on the nonlinear estimations depending on the deformation work  $W$  and coefficient  $C_s$ .

Relations obtained due to estimation process can be realized in such device by means of electronics, without the need for standalone computer or special computing software. Each function found in this paper can be itself a mathematical model for a specific vehicle class. The measuring device should possess in its memory a set of such functions for different car classes. Author reasons that even such preliminary estimation performed on the crash site may bring valuable information.

Presented graphs are an immanent part of this paper. They show the difference between behaviors in different vehicle classes. Moreover, they have even more important function, they show the validity of nonlinear method use, as well as the force and direction of obtained correlations between parameters.

Shown histograms and data distributions are an optimal visualization of NHTSA data. They show repeatedly not only the range of parameters change, but also its quantitative contribution. It is impossible to observe while analyzing raw data.

Browsing the graphical interpretation of obtained results, one should notice that the nonlinear model describes the cause-effect relation very well and it is justified to assume that it will be a good tool for values prediction and also for vehicle velocity determination as a result.

Purposefully, in some cases the database was cleared to single out invalid records. Such records include for example a vehicle 5 m wide or very low precrash velocities.

It is similar in case of very low deformation coefficients when the vehicle speed is large or when subsequent deformation coefficient differ significantly from one another. Such data deviations can be seen in graphs presenting the relation between deformation coefficients  $C$  and the number of deviated points.

Analyzing the graphical interpretation of obtained results, Author observed that the correlation of specific parameters and its graphical interpretation itself suggests nonlinear approach. Therefore nonlinear description is more precise and better follows the correlation of parameters for given vehicle class. Application of such approach guarantees the error decrease down to several per cent. The subject

of this monograph was to present the results of nonlinear approach. Proposed method is innovative and produces far better results also in performed research.

Similarly, the relation of deformation work  $W$  and deformation coefficient  $C_s$ , presented in correlation plots for vehicle classes also show nonlinear behavior of assumed model. The nonlinearity degree for given class depends on vehicle mass and its width, specifically the width of deformation zone  $L_t$ . In calculations however, assumption was made that this relation is only dependent on mass. Therefore, precrash velocity of a vehicle is approximated by means of polynomial of second or third order. The relation of vehicle width is weaker and as such was not included. This constitutes the basis of the method. The polynomial and its spatial realization (three dimensional plot) is the basis of the paper. Its curvature describes the change in slope of this surface, which is the variance of coefficient. In the linear method, the slope coefficient has a constant value of 27 m/s/m.

The NHTSA database was not originally created to find the relations between parameters, but to certify vehicles. However, with its use the Author was able to create this method. If it would contain more records, the proposed method could be used to produce even more precise results of precrash velocity determination.



Dr inż. Przemysław Kubiak jest absolwentem Politechniki Łódzkiej. Studia ukończył na Wydziale Mechanicznym na kierunku Transport. Pracę doktorską w dziedzinie Budowa i Eksploatacja Maszyn obronił w 2012 roku. Obecnie jest zatrudniony w Katedrze Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Wydziału Mechanicznego PŁ. Jest autorem i współautorem ponad 30 publikacji i referatów w zakresie modelowania prędkości przedzderzeniowej pojazdów samochodowych. Jego działalność naukowa koncentruje się na prowadzeniu badań w tym zakresie, zaś działalność dydaktyczna obejmuje prowadzenie licznych przedmiotów z dziedziny mechaniki i budowy maszyn. Do chwili obecnej dr inż. Kubiak wypromował ponad 30 inżynierów i magistrów. Ponadto jest wieloletnim członkiem Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Mechaników Polskich.

W monografii pt. "Modelowanie prędkości przedzderzeniowej pojazdu z wykorzystaniem funkcji nieliniowej" autor porusza problematykę związaną z wyznaczaniem prędkości pojazdów biorących udział w zaistniałym zdarzeniu drogowym w oparciu o modele nieliniowe dla poszczególnych klas.

Czynnikiem, który ma decydujący wpływ na wielkość uszkodzeń w wypadku, jest energia kinetyczna. W trakcie przebiegu wypadku następuje rozproszenie energii kinetycznej na skutek następujących po sobie zderzeń elementarnych. W zderzeniach elementarnych energia kinetyczna zamieniana jest w energię zderzenia.

Przedstawione w pracy wyniki badań własnych potwierdzają, że modele liniowe nieprecyzyjnie opisują właściwości czołowej strefy zgniotu współczesnych samochodów. Przeglądając interpretację graficzną uzyskanych wyników badań można zauważyć, że model nieliniowy bardzo dokładnie opisuje badany związek przyczynowo-skutkowy. Uzasadnione jest, że będzie on dobrym predyktorem w prognozowaniu badanych wartości w wyznaczaniu prędkości pojazdu.

Monografia jest oryginalnym dziełem autora, dotyczącym teorii modelowania prędkości przedzderzeniowej pojazdu i tworzy kompleksowy obraz możliwości wykorzystania modeli nieliniowych dla poszczególnych klas pojazdów, będąc interesującą pozycją zarówno dla naukowców, jak i praktyków.

**ISBN 978-83-7283-946-6**